



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**ANÁLISE ESTRUTURAL PARA VIDA À FADIGA DE
UM CHASSI TIPO MINIBAJA**

**Autor: Rafael dos Santos Sobral
Orientador: Lucival Malcher**

**Brasília, DF
2014**



RAFAEL DOS SANTOS SOBRAL

ANÁLISE ESTRUTURAL PARA VIDA À FADIGA DE UM CHASSI TIPO MINIBAJA

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Prof. Dr. Lucival Malcher

**Brasília, DF
2014**

Dos Santos Sobral, Rafael.

Análise estrutural para vida à fadiga de um chassi tipo minibaja /
Rafael dos Santos Sobral. Brasília: UnB, 2014. 70 p. : il. ; 29,5
cm.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) – Universidade de
Brasília

Faculdade do Gama, Brasília, 2014. Orientação: Lucival Malcher.

1. Engenharia mecânica: chassi I. Malcher, Lucival. II. Título.

CDU 621



ANÁLISE ESTRUTURAL PARA VIDA À FADIGA DE UM CHASSI TIPO MINIBAJA

Rafael dos Santos Sobral

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr.: Lucival Malcher, UnB/ FT
Orientador

Prof. Dr.: Saleh Khalil Barbosa, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr.: Maria Alzira de Araújo Nunes, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2014

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Professor Lucival Malcher por todo o apoio, incentivo e paciência que tornaram possível a elaboração deste trabalho, e pela convivência e amizade durante todo o período de minha formação acadêmica.

Agradeço também a minha família que, com muito esforço e dedicação, sempre me ajudaram a manter o foco nos estudos durante minha graduação.

RESUMO

A proposta deste trabalho é a realização de uma análise referente a vida à fadiga de um chassi tipo minibaja construído pela equipe formada por alunos da Universidade de Brasília e utilizado em competições promovidas pela SAE. O objetivo é que a integridade estrutural do chassi seja garantida durante toda a sua vida útil. Foi realizada uma revisão dos conceitos de fadiga e dos principais modelos de determinação de vida à fadiga sob as abordagens de vida sob tensão S-N e vida sob deformação ϵ -N. Em seguida foram investigados os principais parâmetros que podem influenciar no limite de fadiga sob as condições esperadas durante a utilização do veículo. Foram estudados ainda métodos para a avaliação de estruturas sob carregamentos de amplitude variável: o método *Rainflow* para contagem de ciclos e a regra de Palmgren-Miner para acúmulo de dano. Os requisitos de resistência do chassi foram levantados a partir da análise do regulamento que rege as competições BAJA SAE Brasil. Uma metodologia para a análise da vida à fadiga foi proposta e foi criada uma rotina em linguagem Pascal para calcular o dano em uma estrutura em decorrência de um histórico de carregamentos completamente aleatório. Por fim o programa foi testado em três históricos obtidos da literatura, onde foram obtidos resultados satisfatórios, demonstrando a capacidade de aplicação da metodologia proposta.

Palavras-chave: Fadiga. Integridade estrutural. Chassi minibaja.

ABSTRACT

The goal of this project is to perform an analysis relative to the fatigue life of a minibaja chassis built by a team of students of Universidade de Brasília and used in SAE competitions. The main goal is to ensure that the integrity of the structure is maintained throughout its lifespan. A literature review of the fatigue concepts and models to predict fatigue life using stress-life and strain-life methods. Then, the main factors that can modify the fatigue strength under the expected conditions of the vehicle operation were investigated. Methods to evaluate fatigue life under a variable amplitude loading case were studied: the Rainflow method for cycle counting and the Palmgren-Miner rule to calculate the degree of cumulative damage. The requirements elicitation was made through the study of the BAJA SAE Brasil competition rules. A proposition for a methodology of fatigue life analysis was made and a routine in Pascal language was written to calculate the damage caused by a completely random loading history in a structure. Then, the routine was tested in three different loading histories taken from the literature, which results were considered satisfactory and the capability of the application of the methodology was shown.

Keywords: Fatigue. Structural integrity. Minibaja chassis

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	8
LISTA DE SÍMBOLOS	9
1 INTRODUÇÃO	11
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO	11
1.2 OBJETIVOS	13
1.3 ESCOPO DO TRABALHO	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1 CONCEITOS DE FADIGA	15
2.2 ABORDAGEM S-N	17
2.2.1 Fatores que influenciam na vida em fadiga.	22
2.2.2 Efeitos da tensão média.	24
2.3 ABORDAGEM ϵ -N	25
2.4 CARREGAMENTO DE AMPLITUDE VARIADA	29
2.4.1 Regra de Palgren-Miner.	29
2.4.2 Contagem de ciclos em históricos irregulares	31
3 ANÁLISE DAS REGRAS DA COMPETIÇÃO BAJA SAE BRASIL	34
3.1 REQUISITOS TÉCNICOS	34
3.1.1 Plano traseiro	36
3.1.2 Plano inferior.	37
3.1.3 Plano superior e frontal	37
3.1.4 Outros membros da estrutura	37
3.1.5 Materiais	38
3.2 EVENTOS DINÂMICOS	38
4 PROTÓTIPO E PONTOS CRÍTICOS NA ESTRUTURA	39
4.1 PROTÓTIPO	39
4.1.1 Material utilizado na construção da estrutura	39
4.2 DETERMINAÇÃO DOS PONTOS CRÍTICOS NA ESTRUTURA	40
4.2.1 Caso A	41
4.2.2 Caso B	42
4.2.3 Caso C	43
4.2.4 Caso D	44
5 METODOLOGIA DE ANÁLISE DA VIDA À FADIGA	46
5.1 DEMONSTRAÇÃO DA ROBUSTEZ DO MÉTODO	48
6 CONCLUSÕES	54
6.1 PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS	55
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	56
ANEXOS	57

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Fratura por fadiga em um virabrequim	11
Figura 2. Estágios da fadiga.....	16
Figura 3. Superfície de ruptura de um material sujeito a fadiga	17
Figura 4. Tipos de carregamento cíclico	19
Figura 5. Exemplo de curva S-N	21
Figura 6. Efeito da tensão média na vida em fadiga	24
Figura 7. Linhas limite dos critérios de Gerber, Soderberg e Goodman.....	25
Figura 8. Amolecimento e endurecimento cíclico	26
Figura 9. Curva deformação-vida e suas parcelas elástica e plástica.....	27
Figura 10. Carregamento alternado de amplitude variável.....	30
Figura 11. Sequência de carregamentos de amplitude variável que se repete ao longo do tempo, com variação de tensão média.	31
Figura 12. Exemplo de histórico de carregamento irregular	32
Figura 13. Exemplo de carregamento irregular	32
Figura 14. Contagem de ciclo utilizando o método <i>rainflow</i>	33
Figura 15. Distância entre a cabeça do piloto e um dos planos que delimita o habitáculo.....	35
Figura 16. Membros primários da gaiola	36
Figura 17. Exemplo de barra diagonal permitida pela regra.....	37
Figura 18. Fotos do protótipo de chassi utilizado	39
Figura 19. Condição de contorno, caso A	42
Figura 20. Deformação equivalente resultante da simulação do caso A.....	42
Figura 21. Condição de contorno, caso B	43
Figura 22. Deformação equivalente resultante da simulação do caso B.....	43
Figura 23. Condições de contorno do caso C	44
Figura 24. Deformação equivalente resultante da simulação do caso C.....	44
Figura 25. Condições de contorno do caso D	45
Figura 26. Deformação equivalente resultante da simulação do caso D.....	45
Figura 27. Fluxograma demonstrando as etapas da metodologia utilizada	48
Figura 28. Histórico de tensão de uma transmissão	49
Figura 29. Histórico de tensão de um suporte.....	49
Figura 30. Histórico de tensão de uma suspensão	50
Figura 31. Dano acumulado na transmissão	51
Figura 32. Dano acumulado no suporte	52
Figura 33. Dano acumulado na suspensão.....	53
Figura 34. Componentes de um extensômetro	59
Figura 35. Ponte de Wheatstone.....	60
Figura 36. Roseta com ângulo de 90°	61

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Razão de amplitude
A_s	Área da seção transversal
b	Expoente de resistência à fadiga ou expoente de Basquim
B_f	Número de repetições de ciclos de carregamento
c	Expoente de ductilidade à fadiga
D	Dano acumulado
E	Módulo de elasticidade ou módulo de Young
GF	Fator de medida de um extensômetro
k	Fator modificador
L	Comprimento
N	Número de ciclos
N_f	Vida à fadiga
R	Razão de tensão
R_e	Resistência elétrica
S	Tensão
S_e	Limite de escoamento do material
S_f	Limite de resistência à fadiga
S'_f	Limite de resistência à fadiga obtido em laboratório
S_{rt}	Limite de resistência à tração do material
t	Tempo
X, Y, Z	Direções cartesianas
γ_{xy}	Deformação de cisalhamento
$\Delta\epsilon$	Gama de deformação
$\Delta\epsilon_e$	Gama de deformação elástica
$\Delta\epsilon_p$	Gama de deformação plástica
$\Delta\sigma$	Gama de tensão
ϵ	Deformação
ϵ_1, ϵ_2	Deformações principais
ϵ_{45}	Deformação medida no extensômetro posicionado a 45°
ϵ_a	Amplitude de deformação
ϵ_e	Deformação elástica
ϵ_p	Deformação plástica
$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$	Deformações nas direções cartesianas
ϵ'_f	Coeficiente de ductilidade à fadiga
ν	Coeficiente de Poisson
ρ	Resistividade
σ	Tensão
σ_1, σ_2	Tensões principais
σ_a	Amplitude de tensão
σ_m	Tensão média
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima
σ_{rf}	Resistência a fadiga

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ σ'_f ϕ

Tensões nas direções cartesianas

Coeficiente de resistência à fadiga

Ângulo de rotação

1. INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

A integridade de uma estrutura e sua durabilidade são considerações importantes em um projeto de engenharia. Em aplicações estruturais, onde falhas podem ter graves consequências, é fundamental que a integridade da estrutura seja garantida através do uso de um modelo matemático confiável.

As teorias da resistência dos materiais fornecem ferramentas para a criação de modelos de sistemas sujeitos a carregamentos estáticos. Porém, cerca de 85 a 90% das falhas em membros estruturais são causados por fadiga (Nishida, 1992), fenômeno onde o material, mesmo sujeito a tensões abaixo de sua resistência estática, falha devido a aplicação de carregamentos dinâmicos ou cíclicos.

Segundo Dowling (2007), a prevenção da fratura por fadiga é um aspecto vital no projeto máquinas, veículos e estruturas sujeitas a carregamentos repetidos ou vibração. Prever a vida útil de um componente é imprescindível para a elaboração de um programa de manutenção preventiva, a fim de evitar perdas econômicas e de produtividade. Além disso, devido à característica frágil da fratura por fadiga (Rabbi, 1997), a prevenção de falhas desse tipo contribui para a segurança do projeto.

Fraturas devido a fadiga são caracterizadas por ocorrerem de forma abrupta, com pouco ou nenhum aviso, levando, geralmente, a falhas catastróficas (Nishida, 1992). A Figura 1 mostra uma falha ocorrida em um virabrequim, onde é possível observar uma superfície de falha característica de fraturas por fadiga e a ausência de sinais de escoamento no elemento.



Figura 1. Fratura por fadiga em um virabrequim (Reliasoft, 2007)

Observando a importância de se considerar os efeitos da fadiga em um projeto de uma estrutura, é proposto neste trabalho a realização de um estudo sobre as formulações matemáticas que descrevam a ocorrência da fadiga nos materiais, e a aplicação de uma metodologia de abordagem do problema em uma estrutura de um chassi para um veículo tipo baja, por se tratar de um veículo de construção simples e de aplicação *off-road*, onde os desníveis do terreno tendem a provocar maiores carregamentos na estrutura do veículo.

O estudo terá como base o chassi tipo gaiola do veículo tipo baja projetado e construído pela equipe formada por alunos da Universidade de Brasília (UnB) com o objetivo de participar de competições organizadas pela Sociedade dos Engenheiros Automotivos (SAE). Estes eventos promovidos pela SAE põem à prova os projetos criados por alunos universitários através de eventos estáticos e dinâmicos, com destaque para uma corrida de enduro com quatro horas de duração que submete o veículo a condições extremas de funcionamento. As condições severas aos quais estes veículos são expostos resultam, muitas vezes, em falhas de componentes do veículo, que podem levar até mesmo ao abandono da competição.

Por motivos de segurança, é previsto no regulamento da competição (SAE BRASIL, 2012) o uso do mesmo chassi em até dois eventos. Mesmo que a estrutura não seja exigida constantemente, períodos de inatividade, onde as tensões de fadiga são removidas, não levam à recuperação do material dos efeitos de carregamentos cíclicos aplicados anteriormente. Afinal, o dano decorrido do processo de fadiga é cumulativo e irreversível (Collins, 1992).

Além de garantir a integridade estrutural do chassi e comprovar que é possível a participação em duas competições SAE, os dados sobre a vida à fadiga da estrutura poderão ser utilizados em futuras investigações de otimização e redução de peso da estrutura.

A análise da vida à fadiga do chassi tipo minibaja proposto neste trabalho será feita com base em dados de deformação da estrutura adquiridos experimentalmente. A obtenção de dados representativos é uma tarefa desafiadora. A instrumentação de um componente fornece informações úteis ao projetista desde que sejam realizadas medições durante o seu funcionamento regular. Dados gravados de acelerômetros, extensômetros e outros transdutores fornecem uma base de dados da qual uma representação estatística pode ser desenvolvida e extrapolada (Collins, 1992).

1.2. OBJETIVOS

Realizar um estudo teórico e experimental de um chassi para veículo tipo minibaja, no que se refere a análise da sua vida à fadiga. Para tal faz-se, inicialmente, uma revisão teórica do conceito de fadiga, das abordagens S-N e ϵ -N e os principais parâmetros que podem influenciar no limite de fadiga. Posteriormente, um estudo nas regras e condições estruturais usadas na concepção, projeto e fabricação de um chassi minibaja é feito, bem como uma revisão dos possíveis tipos de material aplicados.

Como segunda etapa, objetiva-se instrumentar partes críticas de um chassi sujeito a carregamentos reais de uso, e assim obter históricos de deformação no tempo. Tais históricos serão então tratados e estudados através dos modelos de fadiga e uma avaliação da vida estrutural então será feita, levando em consideração fatores que alteram a vida à fadiga como forma, tipo de carregamento, acabamento superficial, presença de ambiente corrosivo e temperatura de serviço.

1.3 ESCOPO DO TRABALHO

No primeiro capítulo deste trabalho, foram expostos os principais fatos que motivaram a realização deste estudo, bem como o contexto em que este trabalho se insere. São ainda apresentados os principais objetivos a serem alcançados com a realização deste estudo.

No segundo capítulo é feita uma revisão bibliográfica das causas e mecanismos da fadiga e alguns dos modelos que se baseiam nas abordagens de vida sob tensão e vida sob deformação, além de suas aplicações. Foram ainda estudados métodos para contagem de ciclos de carregamento em um histórico irregular e a para o cálculo do acúmulo de dano em um componente em decorrência da aplicação de uma série de carregamentos de diferentes amplitudes.

No terceiro capítulo são levantados os requisitos de resistência do chassi, em uma análise do regulamento que rege as competições BAJA SAE Brasil. Além das exigências de resistência e rigidez, foram estudadas as condições a que o veículo é submetido durante o evento.

Para alimentar o modelo, as propriedades à fadiga do material utilizado para a fabricação do chassi foram investigadas.

O quarto capítulo é dedicado ao estudo de um protótipo da estrutura analisada, com o levantamento das propriedades à fadiga dos materiais utilizados e a análise de um modelo computacional da estrutura, a fim de determinar quais pontos são mais susceptíveis a carregamentos provenientes da suspensão.

O quinto capítulo apresenta a metodologia proposta para a análise do caso estudado ao combinar métodos de análise de históricos de carregamento com modelos de determinação de vida à fadiga. Esta metodologia é então posta à prova, na análise de diferentes históricos obtidos de literatura especializada.

Por fim há um sexto capítulo destinado às conclusões em que se pôde chegar ao fim deste trabalho, além de sugestões de trabalhos futuros que podem se originar a partir deste estudo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CONCEITOS DE FADIGA

Quando sujeitos a carregamentos cíclicos certos materiais podem falhar, mesmo sob tensões abaixo de sua resistência em condições de carregamento estático, devido ao acúmulo do dano localizado (Lee, 2005). O fenômeno descrito acima é denominado fadiga e diversos componentes mecânicos e elementos estruturais estão sujeitos à sua ação (Nishida, 1992), tornando a compreensão deste fenômeno de fundamental importância em projetos mecânicos das mais variadas indústrias.

Lee (2005) define fadiga como um processo de degradação do material induzido por deformações plásticas localizadas e caracterizada por três estágios: nucleação de trinca, propagação de trinca e fratura. Sendo que os dois primeiros ocorrem durante a maior parte da vida de um componente, enquanto a fratura ocorre de forma repentina.

A nucleação de trincas ocorre em um componente sujeito a tensões abaixo de sua resistência devido a descontinuidades no material que geram concentração de tensão em determinados pontos. Durante a aplicação de cargas cíclicas, deformações plásticas localizadas podem ocorrer no local de maior tensão (Hertzberg, 1996). O acúmulo de dano local acaba por iniciar a formação de uma trinca no material.

Trincas se iniciam em planos de cisalhamento local próximos a zonas de concentração de tensão, como bandas de deslizamento, inclusões, porosidades e descontinuidades (Gere, 2003). Uma vez que a nucleação ocorre e continuam as aplicações de cargas cíclicas no material, a trinca tende a se propagar ao longo do plano de máxima tensão cisalhante e através dos contornos de grão.

Segundo Lee (2005) a propagação de trinca ocorre, inicialmente, através do plano de cisalhamento máximo, até que atinja o comprimento da ordem de dois grãos. Depois desta fase inicial de crescimento, a trinca passa a se propagar na direção normal à direção da máxima tensão principal à qual o componente está submetido.

Uma representação gráfica do processo de dano de fadiga (Fig. 2) mostra onde a nucleação da trinca se inicia no ponto de maior concentração de tensão na banda de deslizamento. Na mesma imagem é possível observar que depois de iniciada, uma trinca se propagará através de um plano normal ao eixo de maior tensão, causando uma redução da área da secção transversal que resiste as cargas aplicadas até tal ponto em que as tensões se tornam muito altas e uma fratura repentina ocorrerá.

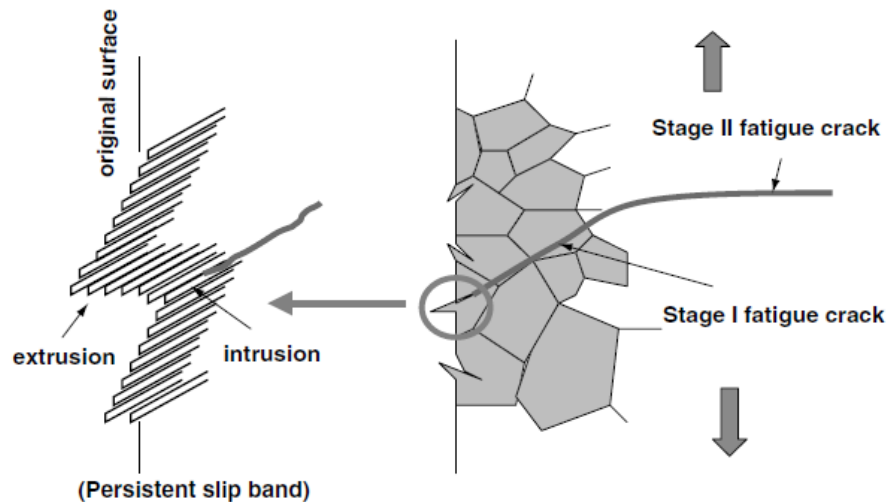


Figura 2. Estágios da fadiga (Dowling, 2007)

Shigley et al (2005) enumera diversos fatores que criam descontinuidades e concentradores de tensão, dentre eles destacam-se: escolhas de projeto como mudanças abruptas na seção transversal, furos e outras alterações geométricas; defeitos superficiais gerados durante a fabricação, como marcações de lote, rebarbas, riscos e marcas de ferramenta; composição do material, defeitos no reticulado cristalino, vazios e inclusões que causam uma não uniformidade na distribuição de tensões entre um cristal e outro.

Enquanto uma fratura dúctil é caracterizada por uma grande deflexão que antecede a ruptura, é difícil detectar, em um material sujeito a fadiga, mudanças progressivas nas propriedades do material e, portanto, falhas podem ocorrer com pouco ou nenhum aviso (Collins, 1992). Esta característica da fratura de material sob fadiga torna de extrema importância o entendimento do processo de formação e propagação de trincas em um componente mecânico sujeito à fadiga, pois a compreensão deste fenômeno e assim como dos fatores que influenciam na vida em

fadiga de um material, são imprescindíveis para a criação de procedimentos de manutenção preventiva e reposição de peças que evitem a falha catastrófica de um componente mecânico durante a sua operação.

Segundo Shigley et al (2005), a superfície de falha de uma fratura por fadiga, apresenta características únicas que indicam o local do surgimento da trinca, o tamanho da área de propagação da trinca e onde ocorre a falha repentina. A superfície de falha traz ainda informações quanto ao tipo de carregamento ao qual o componente foi submetido. A Figura 3 mostra as características macroscópicas da superfície de fratura de um material sob ação de carregamentos cíclicos.



Figura 3. Superfície de ruptura de um material sujeito a fadiga (Dowling, 2007)

O teste de corpos de prova sujeitos a fadiga sob cargas axiais ou flexão rotativa, sob diferentes variações de tensão dão suporte para o projeto de componentes sujeitos a fadiga. Porém o tempo de vida de um componente sob fadiga pode ser significativamente diferente da vida do material sob condições de ensaio, devido a fatores como forma, tipo de carregamento, acabamento superficial, presença de ambiente corrosivo e temperatura de serviço (Shigley et al, 2005). Alguns destes fatores serão detalhados na seção 2.2.1.

2.2 ABORDAGEM S-N

Um carregamento cíclico de amplitude constante, pode ser descrito em termos da tensão máxima $\sigma_{m\acute{a}x}$ e tensão mínima $\sigma_{m\acute{i}n}$ ao qual o material é submetido a cada ciclo de carga. Este material está, portanto, sujeito a uma gama de tensão $\Delta\sigma$, que é definida como a diferença entre as tensões máxima e mínima. A tensão média σ_m é definida como a média dos valores de tensão máxima e mínima e a amplitude de tensão σ_a é a variação das tensões máxima e mínima em relação a

tensão média, portanto definida matematicamente como metade do valor da gama de tensão. As equações abaixo definem cada um dos termos supracitados matematicamente:

$$\Delta\sigma = \sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n} \quad (1)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (2)$$

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}}{2} \quad (3)$$

A razão entre as tensões mínima e máxima é chamada de razão de tensão R e a razão entre a amplitude de tensão e tensão média é chamada razão de amplitude A. Ambas podem ser utilizadas para caracterizar um carregamento cíclico e são definidas pelas equações:

$$R = \frac{\sigma_{m\acute{i}n}}{\sigma_{m\acute{a}x}} \quad (4)$$

$$A = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (5)$$

Na prática, componentes mecânicos sujeitos a cargas dinâmicas podem apresentar diferentes padrões de carregamento cíclico. Eixos de transmissão e elementos mecânicos ou estruturais conectados a motores e máquinas rotativas ou de padrão cíclico geralmente estão sujeitos a carregamentos que possuem forma senoidal, como aqueles mostrados na Fig. 4. Um carregamento cíclico pode ser flutuante (Fig. 4.a), repetido (Fig. 4.b) caso $\sigma_{m\acute{a}x}$ ou $\sigma_{m\acute{i}n}$ seja igual a zero, ou alternado (Fig. 4.c) no caso de σ_m ser igual a zero.

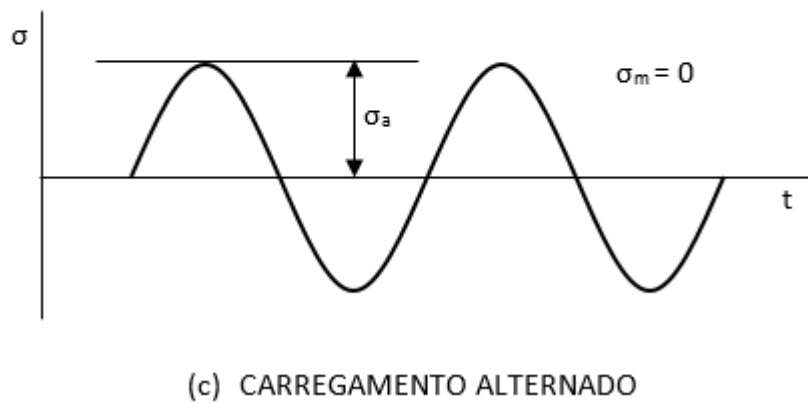
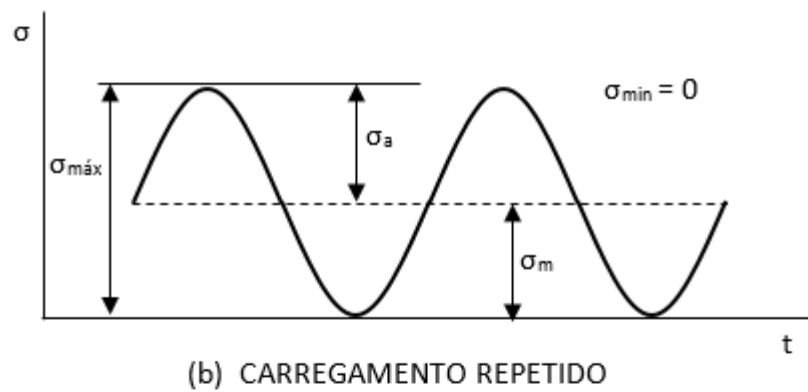
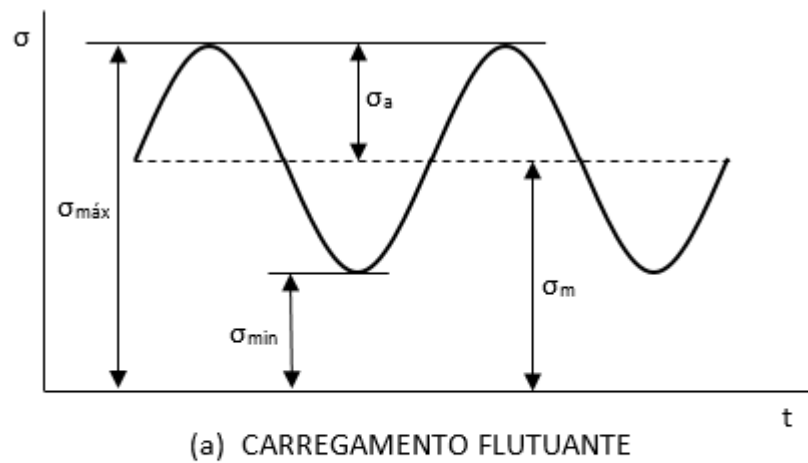


Figura 4. Tipos de carregamento cíclico

Um material no qual um carregamento cíclico é aplicado estará sujeito aos efeitos da fadiga e irá resistir um determinado número de ciclos de carga antes de falhar. Para diferentes níveis de amplitude de tensão um mesmo material resistirá diferentes quantidades de ciclos de carga, sendo observado que a vida útil deste material reduz significativamente com o aumento da amplitude de tensão.

A resistência à fadiga σ_{rf} é uma propriedade que varia de acordo com a vida em ciclos de um material. Além disso, materiais que possuem maior resistência à tração tendem a possuir uma maior resistência à fadiga (Gere, 2003). Esta propriedade varia ainda de acordo com a tensão média ao qual o material é sujeito, e por este motivo ensaios de vida em fadiga são geralmente realizados sob tensão média igual a zero e os efeitos da tensão média não nula são computados posteriormente, como mostrado na seção 2.3.

Uma das maneiras de analisar um componente sujeito à fadiga é através de um modelo que relacione o estado de tensão ao qual o material está submetido e o número de ciclos de carga que este suportará até a sua falha. A abordagem S-N relaciona a amplitude de tensão sob a qual o material está sujeito à quantidade de ciclos N_f necessária para a ruptura do material. Este método é utilizado apenas em situações de fadiga de alta ciclagem, vida acima de 10^3 ciclos de carga, e baixas solicitações pois não considera os efeitos das deformações plásticas locais na vida do material, que são predominantes em fadiga de baixo ciclo.

A partir dos resultados de diversos ensaios de vida em fadiga em um determinado material aplicando diferentes níveis de tensão, é possível criar uma curva que relacione a amplitude de tensão aplicada à vida em número de ciclos de carga. Esta representação gráfica é chamada de curva S-N ou curva de Wöhler (Fig.5). Os dados de vida em fadiga são geralmente apresentados em escala logarítmica pois pequenas variações na amplitude de tensão alteram de maneira significativa a vida em fadiga.

A curva S-N traçada em escala logarítmica possui um comportamento linear e, em alguns materiais, se torna horizontal a partir de um determinado número de ciclos. Isto significa que quando sujeito a tensões inferiores à registrada no ponto de inflexão da curva um material irá suportar indeterminados ciclos de carga e é dito possuir vida infinita. Este ponto ocorre geralmente entre 10^6 ciclos e 10^7 ciclos.

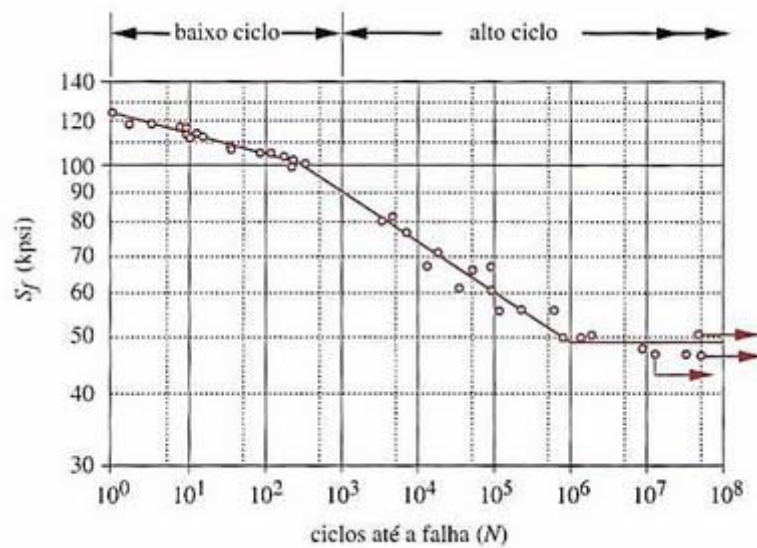


Figura 5. Exemplo de curva S-N (Shigley et al, 2005)

Uma forma de modelar matematicamente a reta que representa a fadiga de alto ciclo, entre 10^3 e 10^6 ciclos, é através do ajuste:

$$\sigma_a = AN_f^B \quad (6)$$

Onde N_f é o número de ciclos de tensão até a falha em um material sujeito a amplitude de tensão σ_a . As constantes A e B podem ser reescritas como: $A=2^b\sigma'_f$ e $B=b$. Assim a equação (acima) pode ser escrita na forma da equação de Basquim:

$$\sigma_a = \sigma'_f (2N_f)^b \quad (7)$$

Neste caso a amplitude de tensão está em função no número de inversões de tensão $2N_f$, que representa a aplicação e remoção de uma carga em apenas uma direção, ou seja, a metade de um ciclo de carga. O coeficiente de resistência σ'_f representa a tensão verdadeira correspondente à fratura em uma inversão de carga. O expoente de resistência à fadiga ou expoente de Basquim b corresponde à inclinação da linha de deformação elástica. Ambos são propriedades do material e podem ser obtidos a partir da curva de Wöhler.

Observa-se então que a resistência à fadiga de um determinado material está em função do número de ciclos para o qual o componente será projetado, além disso a resistência à fadiga dependerá do material, da geometria do componente e das condições de serviço. Assim, os resultados de um ensaio de fadiga são usados apenas como referência para estimar a vida de um componente em serviço.

Metais ferrosos e alguns outros materiais possuem um limite de resistência à fadiga S_f , de modo que quando solicitados a amplitudes de tensão menores que S_f este material não irá falhar (Shigley et al, 2005). O limite de resistência a fadiga corresponde ao ponto de inflexão observado na Fig. 5 e pode não existir de forma bem definida em alguns materiais como certos metais não ferrosos e polímeros.

A observação de um conjunto de dados experimentais de uma grande quantidade de ferros forjados e aços mostra que a razão entre o limite de resistência à fadiga e a resistência à tração destes materiais varia dentro de uma faixa entre 0,4 e 0,6, sendo que o limite de resistência a tração é em média metade da resistência a tração. Shigley et al (2005) destaca a importância de se observar que a dispersão dos valores de limite de resistência não se devem à dispersão das resistências à tração e que há um espalhamento de dados mesmo quando a resistência à tração permanece a mesma.

2.2.1 Fatores que influenciam no limite de fadiga

Enquanto um material é ensaiado em laboratório sob condições controladas, um componente em serviço pode ter seu limite de resistência à fadiga alterado de forma significativa devido a diversos fatores, que devem ser levados em consideração durante o seu projeto. De acordo com Shigley et al (2005) estes fatores estão diretamente ligados à composição do material, manufatura, ambiente de serviço e ao projeto do componente.

Estes fatores podem ser quantificados e usados no projeto em forma de coeficientes que alteram o limite de resistência obtido de um espécime a partir de um ensaio de fadiga. Marin (1962) identificou fatores que alteram o limite de resistência, e estes são utilizados em projeto na forma:

$$S_f = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_f \quad (8)$$

Onde S'_f representa o limite de fadiga obtido em um ensaio de fadiga e S_f é o limite de fadiga a ser utilizado em projeto, levando em conta as condições de serviço do componente. Os coeficientes k representam fatores que serão discutidos a seguir.

O primeiro fator observado é o tratamento superficial do componente, que é quantificado pelo coeficiente k_a . O fator de superfície leva em conta o acabamento

superficial da peça e resistência a tração do material, e foi equacionado a partir de uma análise de regressão de uma série de dados levantados em testes de fadiga.

Avaliando um conjunto de dados, foi equacionado o fator de tamanho k_b para elementos sujeitos a flexão e torção. Não se observa efeito de tamanho para carregamentos axiais. O fator de tamanho é calculado a partir do diâmetro do componente e, em caso de seções transversais não circulares, um diâmetro efetivo deve ser calculado igualando o volume do material tensionado ao volume de uma seção circular que suporte 95% da tensão máxima encontrada.

O fator de carregamento k_c leva em conta que componentes sob tipos de carregamento diferentes daqueles nos quais foram testados possuem diferentes limites de resistência. Sendo o teste de espécime sob tensão rotativa o mais comum dos testes de fadiga, o fator de carregamento leva em conta que um espécime sujeito a carregamento axial possui um limite de resistência 15% menor e um espécime sob carregamento torcional um limite de resistência 41% menor.

Dados experimentais mostram que o limite de resistência à fadiga varia de acordo com a temperatura do ambiente operacional, e que com o acréscimo da temperatura ocorre, inicialmente, um leve aumento do limite de resistência mas depois de certa temperatura este limite começa a reduzir de maneira significativa, em um comportamento similar ao da resistência à tração. Através de um ajuste polinomial de um conjunto de dados experimentais é possível chegar a uma equação que quantifique os efeitos da temperatura do ambiente operacional sobre o limite de resistência à fadiga em um coeficiente k_d .

Sendo o limite de resistência à fadiga inicialmente calculado como metade da resistência à tração do material, deve-se levar em conta o espalhamento do conjunto de dados de onde esta relação foi observada. Sendo assim, um fator de confiabilidade k_e é estabelecido baseado em métodos estatísticos de acordo com a confiabilidade desejada para o projeto.

Há ainda uma série de outros fatores que devem ser considerados no projeto e análise de vida em fadiga. Tensões residuais podem alterar a vida em fadiga de um componente, sendo que tensões de compressão residuais na superfície geralmente melhoram o desempenho do material sujeito à fadiga. Características direcionais, processos de tratamento superficial e operação em ambientes corrosivos

também podem alterar o limite de resistência à fadiga de um componente. O coeficiente k_f engloba estes e outros fatores que possam a alterar de alguma maneira o limite de resistência à fadiga. Marin não fornece uma maneira de quantificá-lo, mas o usa como uma forma de lembrar o projetista que existem outros fatores que devem ser considerados em um projeto de componente mecânico.

2.2.2 Efeito da tensão média

Ensaio de fadiga são normalmente realizados em corpos de prova sob carregamento alternado, ou seja, a tensão média é igual a zero. Porém é sabido que a tensão média em um material sujeito a carregamentos cíclicos altera de maneira significativa a curva S-N deste material. Como observado na Fig. 6, um aumento na tensão média resulta na redução da resistência à fadiga e do limite de resistência de um material. Tensões compressivas geralmente aumentam a resistência a fadiga de um material.

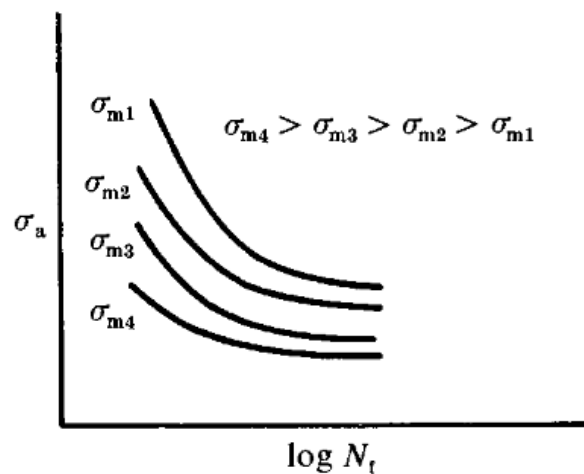


Figura 6. Efeito da tensão média na vida em fadiga (Suresh, 1998)

Existem várias teorias para modelar matematicamente a variação do comportamento de um material sujeito a carregamentos cíclicos com diferentes tensões médias. Segundo Suresh(1998), as teorias mais utilizadas são aquelas propostas por Goodman, Gerber e Soderberg que são matematicamente representadas, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{rf}} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{rt}} \right)^2 = 1 \quad (9)$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{rf}} + \frac{\sigma_m}{S_{rt}} = 1 \quad (10)$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{rf}} + \frac{\sigma_m}{S_e} = 1 \quad (11)$$

Onde σ_{rf} representa a resistência à fadiga referente à tensão média igual a zero e σ_a a resistência à fadiga para o mesmo material quando sujeito a tensão média σ_m . S_e e S_{rt} são os limites de escoamento e resistência à tração, respectivamente.

Outra maneira de observar o efeito da tensão média na resistência à fadiga de um material é representando graficamente os modelos descritos acima como visto na Fig. 7, onde a resistência à fadiga é mostrada em função da tensão média. Apesar do critério de Gerber ser aquele que, em geral, melhor representa os resultados experimentais de materiais dúcteis (Suresh, 1998), o critério de Soderberg é mais utilizado por ser mais conservador.

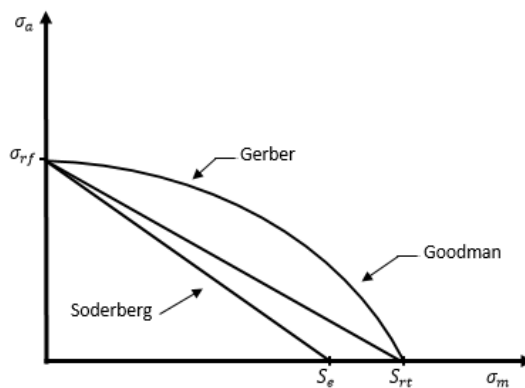


Figura 7. Linhas limite dos critérios de Gerber, Soderberg e Goodman (Suresh, 1998)

2.3 ABORDAGEM ϵ -N

Em um material sob a ação de carregamentos cíclicos, quanto maior for a amplitude de tensão menor será sua vida em fadiga, ou seja, este suportará um menor número de ciclos de carga até sua ruptura. Para situações de fadiga de baixo ciclo, quando a vida em fadiga é inferior a 10^3 ciclos, são utilizados modelos que relacionam as deformações sofridas com o número de ciclos necessários para a ruptura do material.

A abordagem da vida sob deformação considera a ocorrência de deformação plástica locais em regiões de concentração de tensão e seus efeitos na vida em fadiga do material. Segundo Dowling (2007), em regimes de fadiga de baixo ciclo, e consequentemente altas tensões, há um maior nível de deformação plástica e seus efeitos passam a ser predominantes na vida em fadiga de um material. A análise mais detalhada de escoamentos locais torna um modelo de vida em fadiga baseado em deformação mais preciso em situações de fadiga de baixo ciclo.

Um material sujeito a carregamentos cíclicos de deformação plástica respondem na forma de um laço de histerese como visto na Fig. 8. Porém certos materiais respondem de maneira diferente a cada ciclo de carga, sendo necessário uma mudança na tensão para se manter o nível de deformação constante. Desta maneira, podem ocorrer os chamados endurecimento e amolecimento cíclicos. Isto significa que, nos casos onde há a ocorrência de endurecimento cíclico (a), um aumento, a cada ciclo, da tensão na qual o material está submetido se torna necessário para se manter o mesmo nível de deformação. De maneira análoga, no caso de amolecimento cíclico (b) uma redução da tensão aplicada ao material deve ocorrer a cada ciclo para manter a deformação observada no ciclo anterior.

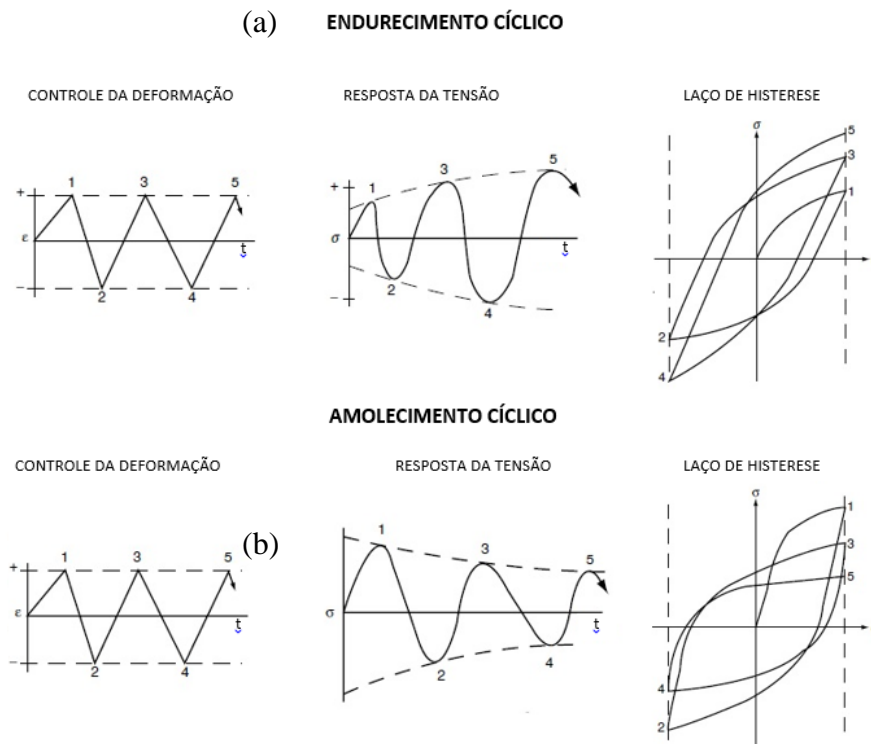


Figura 8. Amolecimento e endurecimento cíclico (Adaptado de Lee, 2005)

A altura de um laço de histerese representa a faixa de tensão enquanto a distância entre as extremidades laterais representa a faixa de deformação. A distância entre as retas, em um mesmo ciclo de carga, que definem os regimes elásticos durante a tração e compressão representa a deformação plástica naquele ciclo. No caso de endurecimento cíclico, esta distância aumenta a cada ciclo alargando o laço de histerese, ou seja, há um aumento no nível de deformação plástica a cada ciclo. Já no caso de amolecimento cíclico há uma redução da deformação plástica a cada ciclo, logo observa-se um estreitamento do laço de histerese.

Uma curva deformação-vida pode ser obtida a partir de uma série de testes de vida em fadiga onde é aplicada uma amplitude de deformação total constante ao longo do tempo. Uma curva deformação-vida é composta de duas curvas: uma de deformação elástica e outra de deformação plástica. Em escala logarítmica, as componentes de deformação elástica e plástica possuem a forma de uma reta. A curva deformação-vida junto com suas componentes de deformação elástica e plástica são mostradas na Fig. 9, em escala logarítmica, onde a amplitude de deformação está em função do número de inversões de carga até a falha.

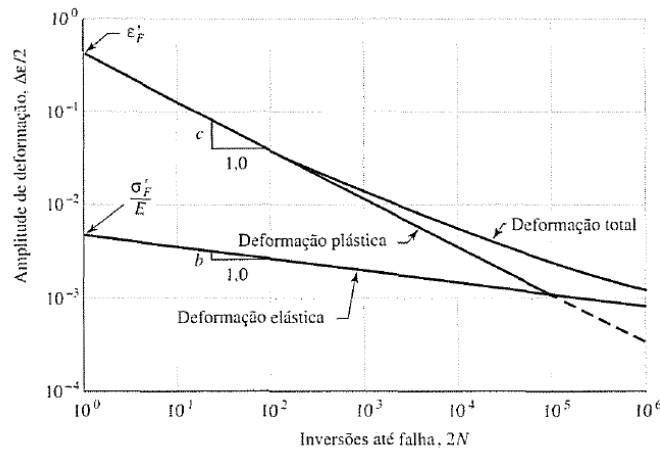


Figura 9. Curva deformação-vida e suas parcelas elástica e plástica (Shigley, 2005)

A equação da linha de deformação elástica é:

$$\frac{\Delta \varepsilon_e}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b \quad (12)$$

Que equivale a aplicação da lei de Hooke à equação de Basquim. Já a parcela de deformação plástica é descrita pela equação:

$$\frac{\Delta \varepsilon_p}{2} = \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (13)$$

Onde ε'_f é o coeficiente de ductilidade à fadiga e representa a deformação verdadeira correspondente à fratura em uma inversão de carga. c é o expoente de ductilidade à fadiga e corresponde à inclinação da linha de deformação plástica.

A relação de Coffin-Manson relaciona a deformação total à vida em número de ciclos de um material e é obtida através da soma das equações 12 e 13 que resulta em:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (14)$$

Para um determinado número de ciclos a amplitude de deformação total é a soma das parcelas de deformação elástica e plástica. Na Figura 9 fica clara a predominância da deformação plástica na vida do material quando a vida é curta, sendo que com o aumento da vida a contribuição da parcela plástica aumenta até tal ponto em que esta passa a ser predominante e os resultados obtidos do modelo de vida sob deformação se aproximam dos resultados do modelo de vida sob tensão.

Curvas de deformação-vida são geralmente obtidas a partir de ensaios com carregamento cíclico alternado, ou seja, com tensão média igual a zero. Para quantificar o efeito da tensão média na curva ε -N Morrow propôs a seguinte alteração na parcela da equação de Coffin-Manson que quantifica a vida sob deformação elástica:

$$\frac{\Delta \varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f - \sigma_m}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \quad (15)$$

A modificação proposta por Morrow se baseia no fato de que a tensão média influencia na vida em fadiga de alto ciclo mas pouco interfere na fadiga de baixo ciclo. Isto ocorre pois em fadiga de baixo ciclo a deformação plástica é predominante e ocorre um relaxamento da tensão média como acúmulo de ciclos de carga. Este efeito de relaxamento da tensão média reduz para um alto número de ciclos pois, nestes casos, a parcela de deformação plástica é pequena comparada a parcela de deformação elástica.

Outro modelo para quantificar os efeitos da tensão média foi proposto por Smith, Watson e Topper, onde se multiplica a equação de Coffin-Manson por $\sigma_{m\acute{a}x}$, obtendo:

$$\sigma_{m\acute{a}x}\varepsilon_a = \sigma'_f (2N_f)^b \left[\frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon'_f (2N_f)^c \right] \quad (16)$$

Que pode então ser rearranjado na forma:

$$\sigma_{m\acute{a}x} \frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'^2_f}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma'_f \varepsilon'_f (2N_f)^{b+c} \quad (17)$$

A hipótese por trás deste modelo é que $\sigma_a \varepsilon_a$ para um ensaio completamente reverso é igual a $\sigma_{m\acute{a}x} \varepsilon_a$ para um teste com tensão média diferente de zero (Lee, 2005).

2.4 CARREGAMENTO DE AMPLITUDE VARIÁVEL

Em diversas aplicações, em especial na indústria automotiva, é comum encontrar elementos mecânicos e estruturais sujeitos a carregamentos dinâmicos de amplitude variável. Um histórico de carregamento pode ser composto de uma série de carregamentos de diferentes amplitudes e tensões médias que se repetem ao longo do tempo (Fig. 10), ou este histórico pode ser completamente irregular (Fig.12).

Nestas situações é necessário aplicar um modelo de acúmulo de dano que seja capaz de quantificar o quanto um material perde de vida a cada ciclo, como por exemplo a regra de Palmgren-Miner. É necessário ainda um método para identificação de padrões de amplitude neste histórico irregular, sendo o método *rainflow* um dos mais utilizados.

2.4.1 Regra de Palmgren-Miner

A regra de Palmgren-Miner parte da suposição de que a degradação em um material sujeito a um carregamento cíclico ocorra de forma linear, ou seja, se uma determinada amplitude de tensão σ_{a1} é aplicada a um material durante N_1 ciclos, então uma fração N_1/N_{f1} da vida deste material será utilizada, sendo N_{f1} o número de ciclos até a falha correspondente à amplitude de tensão σ_{a1} na curva S-N deste material.

Supondo agora que o material degradado pela ação de σ_{a1} seja sujeito a uma amplitude de tensão σ_{a2} , este será incapaz de resistir o número de ciclos N_{f2} correspondente a σ_{a2} em sua curva S-N, pois parte de sua vida foi utilizada durante

a aplicação de σ_{a1} . Portanto este material suportará um número de ciclos $N_2 < N_{f2}$ tal que a soma das frações de vida utilizadas durante a aplicação de σ_{a1} e σ_{a2} não exceda a unidade, isto é, 100% da vida em fadiga do material. O exemplo acima é uma aplicação direta da regra de Palmgren-Miner, que pode ser utilizada para i diferentes amplitudes de tensão na forma:

$$\sum_i \frac{N_i}{N_{fi}} = 1 \quad (18)$$

Sendo N_i a quantidade de ciclos em que σ_i foi aplicado e N_{fi} o número de ciclos necessários para que ocorra falha sob a amplitude de tensão σ_i .

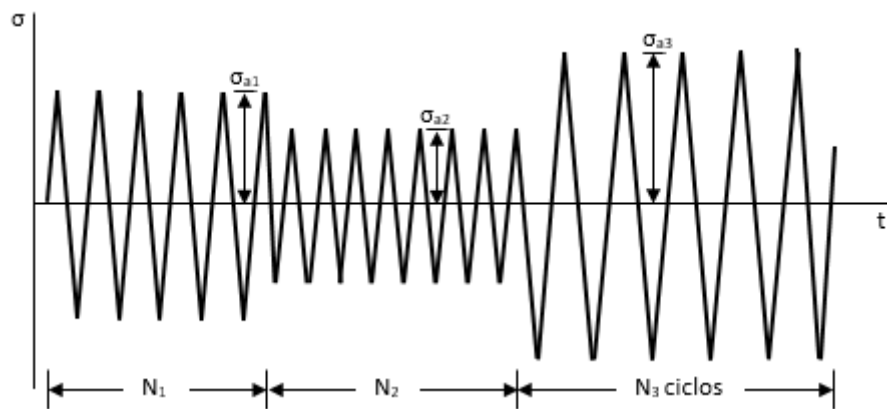


Figura 10. Carregamento alternado de amplitude variável (Dowling, 2007)

Em muitos casos o histórico de carregamento é composto por uma sequência de carregamentos de diferentes amplitudes que se repete durante um certo período de tempo. Nestes casos, como pode ser visto na eq. 19, é comum fazer a soma das frações para uma das repetições e multiplicar este somatório pelo número de repetições B_f necessárias para que a falha ocorra.

$$B_f \left[\sum \frac{N_i}{N_{fi}} \right] = 1 \quad (19)$$

Dowling (2007) destaca casos em que a tensão média varia a cada amplitude de tensão aplicada. Nestes casos, para se estimar a vida em fadiga, deve-se considerar uma amplitude de tensão equivalente antes de ser utilizada uma curva S-N com tensão média nula. Alternativamente, pode ser utilizada uma equação que leve em consideração os efeitos da tensão média na vida em fadiga do material.

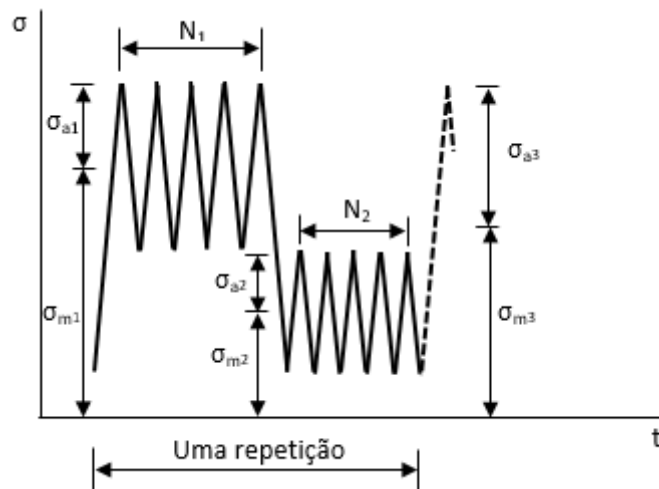


Figura 11. Sequência de carregamentos de amplitude variável que se repete ao longo do tempo, com variação de tensão média. (Dowling, 2007)

A Figura 11 retrata o caso de uma sequência de carregamentos com diferentes amplitudes que se repete ao longo do tempo. Este mesmo ciclo possui também uma variação na tensão média. Nestes casos, a gama de tensão $\Delta\sigma_3$ gerada devido à variação da tensão média também deve ser levada em consideração, pois esta pode ter grande influência na vida de um material, especialmente nos casos em que as amplitudes de tensão σ_{a1} e σ_{a2} são pequenas relativas à amplitude de tensão σ_3 do ciclo gerado pela variação de σ_m .

2.4.2 Contagem de ciclos em históricos irregulares

Para que uma regra de acúmulo de dano seja utilizada é necessário determinar o número de ciclos de carga para cada amplitude de tensão aplicada. A definição de um ciclo de carga pode não ser tão óbvia em caso de um histórico altamente irregular, como mostrado na Fig. 12. Em situações como esta, o método de contagem de ciclos chamado de *rainflow* se mostra o procedimento mais adequado para contagem de ciclos (Rungta et al).

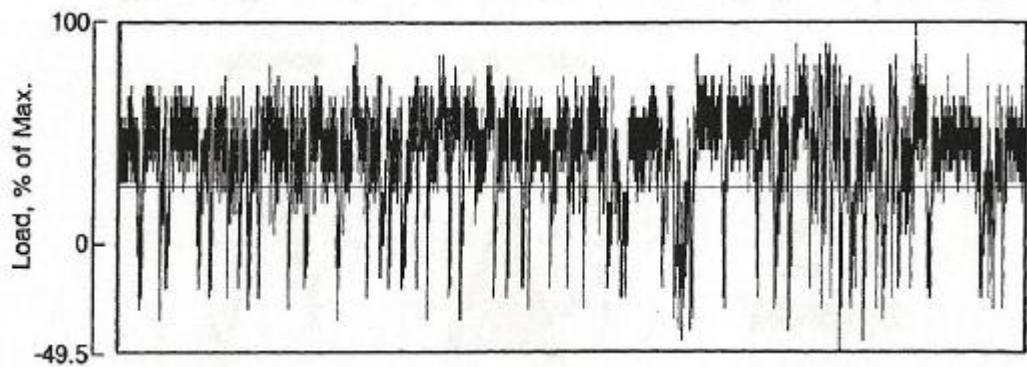


Figura 12. Exemplo de histórico de carregamento irregular (Dowling, 2007)

Um histórico de carregamento como mostrado na Fig. 12 possui diversos picos e vales que correspondem, respectivamente, a valores máximos e mínimos locais. A diferença de tensão entre um vale e um pico consecutivos, ou entre um pico e um vale, é chamada faixa de tensão. O método *rainflow* considera como um ciclo uma sequência pico-vale-pico, ou vale-pico-vale, onde a primeira faixa de tensão definida por esses pontos é menor ou igual à faixa de tensão subsequente. Assim, um ciclo com amplitude de tensão e tensão média equivalentes à primeira faixa de tensão é contado.

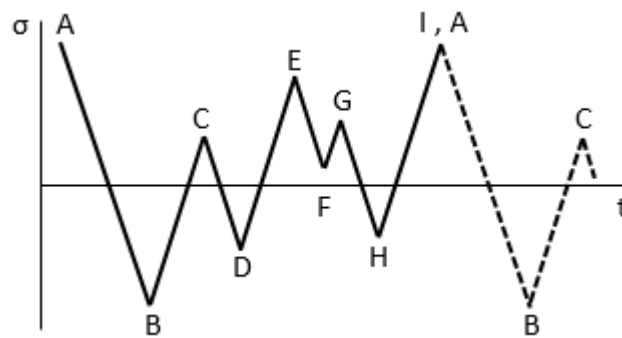


Figura 13. Exemplo de carregamento irregular

A Figura 13 apresenta uma sequência de carregamentos de diferentes amplitudes que se repete ao longo do tempo, e serve para ilustrar as condições que definem um ciclo segundo o método *rainflow*. A seção ABC não pode ser considerada um ciclo, pois a faixa de tensão AB é maior que a faixa de tensão subsequente BC. Já a seção CDE é contada como um ciclo, pois a faixa de tensão DE é menor que a faixa de tensão subsequente DE. Este ciclo possui amplitude de tensão $\sigma_a = (\sigma_c - \sigma_D)/2$ e tensão média $\sigma_m = (\sigma_c + \sigma_D)/2$.

O procedimento de contagem de ciclos pelo método *rainflow* começa com a inspeção do histórico de carregamento a partir de seu início. O critério de definição de um ciclo é aplicado à primeira faixa de tensão e, caso esta atenda o critério, o ciclo é contado e em seguida retirado do histórico, como mostrado na Fig. 14. Caso uma faixa de tensão não atenda ao critério estabelecido, as faixas seguintes são testadas até que se encontre uma faixa que atenda o critério.

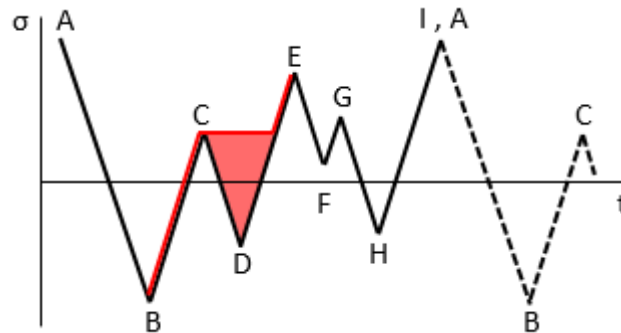


Figura 14. Contagem de ciclo utilizando o método *rainflow*

Como parte do procedimento do método *rainflow*, um ciclo assim que contado é retirado do histórico de carregamento. Esta operação está ilustrada na Fig. 14, que mostra o ciclo CD, que foi contado, sendo substituído pela faixa de tensão DE. Após a retirada do ciclo contado, o método procede para a próxima faixa de tensão que atenda ao critério estabelecido. A faixa recém criada DE poderá, eventualmente, ser contada como ciclo e conseqüentemente se substituída por uma nova faixa de tensão.

Ao fim do procedimento de contagem, uma tabela pode ser criada para apresentar os ciclos contados, suas tensões médias e amplitudes de tensão. Por fim a regra de Palmgren- Miner como descrita na eq. 19. Pode ser utilizada para calcular o número de repetições que este material suportará até sua falha.

No caso de longos históricos de carregamento, onde não são observadas repetições de sequências de carregamento, é conveniente criar uma matriz que mostre o número de ocorrência de ciclos para cada combinação de tensão média e amplitude de tensão.

3. ESTUDO DAS REGRAS DA COMPETIÇÃO BAJA SAE BRASIL

O chassi estudado foi construído com o objetivo de participar de competições SAE BAJA e, portanto, projetado para atender as regras que regem tal competição. Para realizar uma análise da vida em fadiga deste chassi é necessário estudar estas regras e avaliar os requisitos de resistência do projeto. O estudo mostrado neste capítulo foi realizado tomando como base o regulamento BAJA SAE Brasil (SAE Brasil, 2012), em especial o capítulo 7, que se refere especificamente aos requisitos mínimos de segurança.

O objetivo do chassi de um mini Baja, também conhecido como gaiola, é manter um espaço mínimo ao redor do piloto, servindo como um habitáculo de proteção no caso de uma colisão ou capotamento (SAE Brasil, 2012). Além disso, a gaiola deve servir de suporte para todos os demais sistemas do veículo, ou seja, a montagem dos sistemas de suspensão, de direção e de geração e transmissão de potência estão fisicamente ligados à gaiola. Na prática, esta condição faz com que todos os esforços gerados por estes sistemas sejam transmitidos para a gaiola.

Além de resistir a estes esforços dinâmicos, a gaiola deve servir como um habitáculo para a proteção do condutor em caso de colisão ou capotamento. A gaiola deve ser projetada de modo a prevenir qualquer falha em sua integridade. Sendo que o veículo está sujeito à desclassificação da competição caso algum membro estrutural apresente sinais de escoamento ou falha durante um evento. De maneira análoga, um membro estrutural que apresente trincas ou rachaduras não está de acordo com as regras e a participação no evento estará sujeita à avaliação de juízes credenciados de segurança.

3.1 REQUISITOS TÉCNICOS

A gaiola de um veículo tipo BAJA é o principal sistema de segurança para o piloto (SAE Brasil, 2012), mas para manter sua funcionalidade é necessário que haja um distanciamento mínimo de seus membros para o ocupante afim de evitar impactos entre o ocupante e a estrutura do veículo, que podem comprometer a integridade física do condutor.

Sendo assim, há restrições para o posicionamento de membros da estrutura a fim de manter um tamanho mínimo para o habitáculo. Para tal são estipulados

espaçamentos mínimos entre o ocupante e certos membros da estrutura. Os requisitos deverão ser atendidos para todos os pilotos do veículo e portanto a gaiola deve ser projetada para manter as distâncias mínimas exigidas independente do porte físico do piloto, estando a gaiola sujeita a inspeção durante o evento.

As regras SAE Brasil estabelecem que deve haver um espaçamento mínimo entre o piloto e uma linha reta que conecta dois pontos quaisquer pertencentes a membros da estrutura localizados no mesmo lado da gaiola (Fig. 15). O capacete do piloto deve obedecer um espaçamento de 152mm para as superfícies laterais e superior, enquanto ombros, torso, quadris, coxas, joelhos, braços, cotovelos e mãos devem respeitar a distância de 76mm do invólucro formado pelos membros da estrutura do carro.



Figura 15. Distância entre a cabeça do piloto e um dos planos que delimita o habitáculo (adaptado de saebrasil.org)

A gaiola de um veículo de competição BAJA deve ser uma estrutura espacial feita de aço tubular. As regras da competição determinam a maneira como a gaiola deve ser construída, indicando membros que deverão obrigatoriamente estar presentes no projeto, além de classificá-los como primários ou secundários de acordo com sua relevância para a resistência do conjunto.

As chamadas barras primárias, indicadas em vermelho na Fig. 16 são elementos de grande importância no caso de colisão ou capotamento (SAE Brasil, 2012), pois são estes membros que irão garantir a rigidez da gaiola nestes que são os casos mais críticos de carregamento.

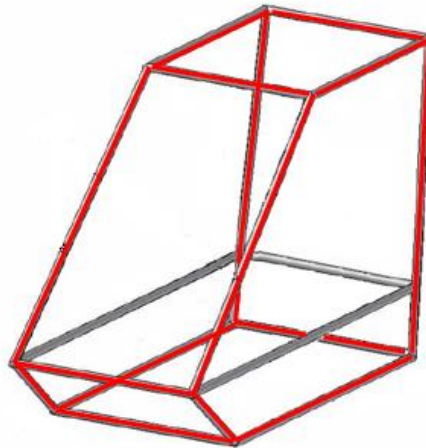


Figura 16. Membros primários da gaiola (Adaptado de SAE Brasil, 2012)

Além de respeitar os espaçamentos mínimos entre membros da estrutura e piloto, a gaiola deve possuir uma quantidade mínima de barras estruturais. Estas regras evitam que sejam criados modelos que fujam da proposta da competição, porém são flexíveis o suficiente para estimular a originalidade dos projetos. Os elementos descritos na sequência devem constar no projeto e atender seus respectivos limites dimensionais.

3.1.1 Plano traseiro

É a estrutura que compõe a parte de trás da gaiola. Pode ser constituída de quatro barras unidas por solda, sendo duas verticais e duas horizontais, ou de uma única barra dobrada que possua dois segmentos horizontais e dois verticais. O assento será montado à frente desta estrutura e este não poderá se projetar sobre o plano traseiro. Esta estrutura serve de base para a instalação da parede corta fogo e é utilizada para a montagem da estrutura de suporte do trem de força do veículo.

As restrições para esta estrutura são: a distância entre os membros verticais da estrutura deverá ser superior a 736mm quando medido a 686mm acima do assento e a inclinação desta estrutura poderá ser no máximo de 20° em relação à vertical. Para aumentar a rigidez da estrutura, o regulamento da competição exige que uma barra (Fig.17) conecte diagonalmente os membros verticais do plano traseiro, sendo esta fixada a não mais de 127mm de distância das barras horizontais. Esta barra diagonal não poderá formar um ângulo menor que 20° com as barras verticais.

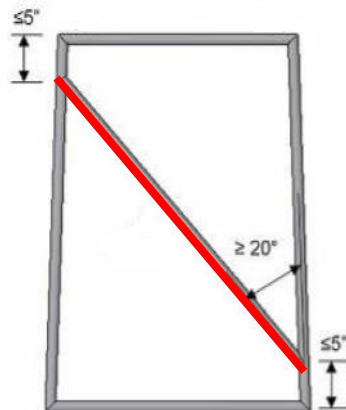


Figura 17. Exemplo de barra diagonal permitida pela regra
(Adaptado de SAE Brasil, 2012)

3.1.2 Plano inferior

Este plano constitui a parte inferior da gaiola. É formado por duas barras que partem da seção inferior da estrutura do plano traseiro e se projetam, geralmente no plano horizontal, em direção à parte frontal da gaiola, onde são conectadas por uma barra perpendicular. Estas barras devem estender-se até um ponto à frente do calcanhar do piloto, e são conectadas por uma outra barra localizada abaixo do assento que tem a função de evitar que o piloto atravessasse o plano inferior da gaiola em caso de falha no assento.

3.1.3 Planos superior e frontal

A estrutura que forma o topo da gaiola é composta de duas barras que partem do plano traseiro e se projetam, geralmente no plano horizontal, em direção à parte frontal da gaiola até certo ponto onde, através de uma dobra, se tornam diagonais e conectam o topo da gaiola ao ponto mais à frente e abaixo da gaiola. No local onde ocorre a mudança do plano superior para o frontal, deverá ser fixada uma barra que conecte os dois membros laterais. O plano superior deve ter uma distância mínima de 1041mm do assento e sua barra frontal deve estar localizada a no mínimo 305mm à frente do assento.

3.1.4 Outros membros da estrutura

Outros membros estruturais são utilizados em projetos de gaiola. Barras para proteção de impacto lateral são obrigatórias e se estendem na horizontal conectando os planos frontal e traseiro, e são localizados a uma altura entre 200 e 356mm acima

do assento. Barras para reforço da estrutura ou aumento de sua rigidez também podem ser utilizadas. São ainda utilizadas barras para a fixação de sistemas que integram o veículo, como cinto de segurança, caixa de pedais e sistema de direção. As barras utilizadas para a fixação do cinto de segurança são consideradas primária, as demais são considerados secundários e possuem diferentes exigências quanto ao material a ser utilizado em sua construção.

3.1.5 Materiais

O material a ser utilizado nos membros primários da gaiola é um tubo de aço com conteúdo de carbono mínimo de 0,18%, diâmetro externo de 25mm e espessura de parede de 3mm. É permitido o uso de diferentes materiais ou seções desde que suas rigidez e resistência à flexão sejam equivalentes às propriedades do material sugerido, além disso deverá ser respeitado o limite de espessura mínima de 1,57mm independente do material e seção utilizados. Já as barras secundárias devem ser tubos de aço com diâmetro externo mínimo de 25mm e espessura mínima de 0.89mm.

3.2 EVENTOS DINÂMICOS

Durante a competição promovida pela SAE Brasil são realizados os chamados eventos dinâmicos, onde os veículos competidores são colocados à prova em um circuito de corrida. Dentre estes eventos estão provas de aceleração e subida em terreno inclinado. Além destas há duas provas que exigem mais da estrutura do veículo, são elas um evento de especialidade – onde o veículo é testado sob condições *off-road* únicas, como terrenos acidentados – e uma prova de enduro com quatro horas de duração.

Para estimar o tempo de serviço da estrutura é necessário levar em conta, além do seu funcionamento durante os eventos da competição SAE, a utilização do veículo anterior ao evento. Isto inclui testes, ajustes, treino de pilotos, demonstrações dentre outros.

A utilização previa do veículo resultará em um acúmulo de dano na estrutura e ao final das competições o acúmulo de dano total sofrido pela estrutura devido aos efeitos de carregamento cíclico não pode causar uma falha na estrutura.

4. Protótipo e Pontos Críticos na Estrutura

4.1 O PROTÓTIPO

O protótipo de chassi tipo minibaja mostrado na Fig. 18 foi fabricado na Faculdade de Tecnologia FT da Universidade de Brasília e está à disposição para estudos estruturais que visam a melhoria de seu projeto de construção. O protótipo foi construído seguindo um projeto para a competição SAE Baja e atende todas as exigências prescritas no regulamento da competição. Este protótipo servirá de base para o planejamento da instrumentação do chassi, para a realização de medições durante o seu funcionamento.



Figura 18. Fotos do protótipo de chassi utilizado

4.1.1 Material utilizado na construção da estrutura

Além de atender aos requisitos dimensionais, o protótipo satisfaz os requisitos estruturais de rigidez e resistência impostos pelas regras da competição, sendo

utilizado aço SAE 1020. Sua alta disponibilidade no mercado, preço acessível e propriedades mecânicas aliados a possibilidade do uso de diferentes processos de fabricação justificam a escolha deste material.

O aço 1020 é assim denominado de acordo com norma SAE que estabelece que a numeração representa a composição química do metal em questão. Sendo assim o aço SAE 1020 contém 0,2% em peso de carbono em sua constituição e pode ser considerado um aço de baixo carbono. Segundo Callister (2012), aços dessa categoria são ligas relativamente macias e fracas, com boa ductilidade e tenacidade, além de serem usináveis, soldáveis de produção mais barata. As principais propriedades mecânicas do aço SAE 1020 encontram-se na tabela 1.

Tabela 1. Propriedades mecânicas do aço 1020 (Shigley et al, 2005)

Resistência à tração, s_{rt}	440 MPa
Resistência ao escoamento, s_e	210 MPa
Módulo de elasticidade, E	201 GPa
Coeficiente de resistência à fadiga, σ'_f	895 MPa
Expoente de resistência à fadiga, b	-0,12
Coeficiente de ductilidade à fadiga, ϵ'_f	0,41
Expoente de ductilidade à fadiga, c	-0,51

4.2 DETERMINAÇÃO DOS PONTOS CRÍTICOS NA ESTRUTURA

Para o estudo dos efeitos de carregamentos cíclicos em uma estrutura, é necessário localizar pontos de interesse na estrutura, ou seja, determinar quais barras ou elementos da estrutura estão mais propensos a sofrer efeitos da fadiga. Devido ao fato da estrutura do chassi ser feita em barras tubulares de seção transversal constante, não há concentradores de tensões como furos ou mudanças bruscas de geometria.

Assim, é provável que os locais mais propensos aos efeitos da fadiga estejam localizados nas barras sujeitas às maiores tensões. São estas barras que contêm os pontos críticos da estrutura, que são os pontos de interesse para a análise da vida à fadiga. Um modelo computacional da estrutura do protótipo foi usado para, através de simulação método de elementos finitos, encontrar estes pontos críticos da estrutura.

Para a realização desta análise, foi utilizado o *software* de elementos finitos ABAQUS/CAE 6.13, com licença disponível no laboratório GFFM (Grupo de Fadiga, Fratura e Materiais) da Universidade de Brasília. O modelo 3D da estrutura foi importado do *software* de desenho CATIA V5R19.

Para a realização da simulação da estrutura em uma condição real de carregamento do chassi, foi necessário, inicialmente, abastecer o programa com informações referentes às propriedades do material. Para tal, os dados de resistência ao escoamento, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson, dispostos na tabela 1 da seção anterior, foram utilizados.

Foram utilizadas então as ferramentas de pré-processamento do ABAQUS para discretizar a estrutura, criando assim a malha de elementos finitos para utilização na simulação. A malha foi criada usando elementos tetraédricos de 10 nós, num total de 141653 elementos.

Quatro casos de carregamento sobre a estrutura foram considerados nesta análise. Em cada um dos casos simulados, três dos pontos de ancoragem da suspensão foram engastados e ao ponto não engastado foi aplicada uma carga de 10000 N. Estas condições de contorno simulam, de forma simplificada, a transmissão de forças à estrutura devido ao trabalho da suspensão.

O principal objetivo destas simulações é compreender o comportamento da estrutura ao sofrer carregamentos transmitidos pelo sistema de suspensão ao chassi. A partir dos resultados das simulações é possível analisar, de maneira qualitativa, o comportamento da estrutura aos carregamentos aplicados

A sequência de figuras que segue mostra as condições de contorno de cada caso estudado e a deformação equivalente da estrutura como resposta aos carregamentos aplicados.

4.2.1 Caso A

A condição de contorno mostrada na Fig. 19 representa a ação de um carregamento no ponto de fixação da suspensão dianteira esquerda. Os demais pontos de fixação da estrutura são engastados para que se possa observar o efeito isolado deste carregamento sobre a estrutura.

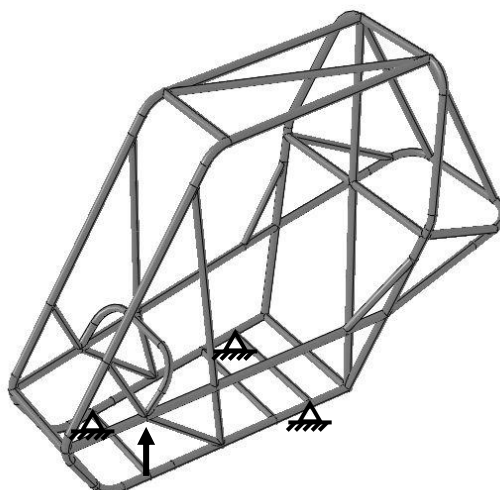


Figura 19. Condição de contorno, caso A

A figura 20 mostra a deformação equivalente na estrutura, sobreposta à imagem da estrutura em condição de repouso. Nesta imagem é possível observar que a barra mais próxima ao ponto de aplicação da carga foi aquela que sofreu maior deformação e, portanto, deve ser considerada como um local de interesse na estrutura, no que diz respeito à análise de vida à fadiga.

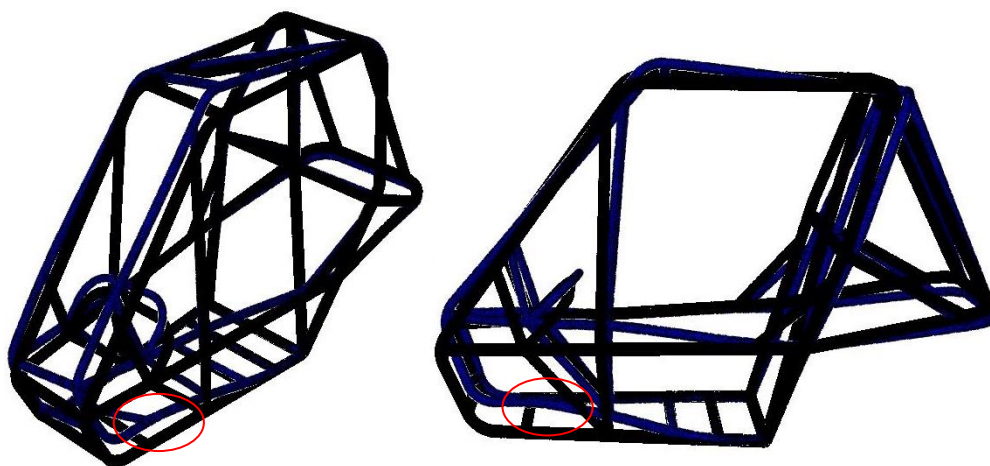


Figura 20. Deformação equivalente resultante da simulação do caso A

4.2.1 Caso B

A condição de contorno mostrada na Fig. 21 representa a ação de um carregamento no ponto de fixação da suspensão dianteira direita. Os demais pontos de fixação da estrutura são engastados para que se possa observar o efeito isolado deste carregamento sobre a estrutura.

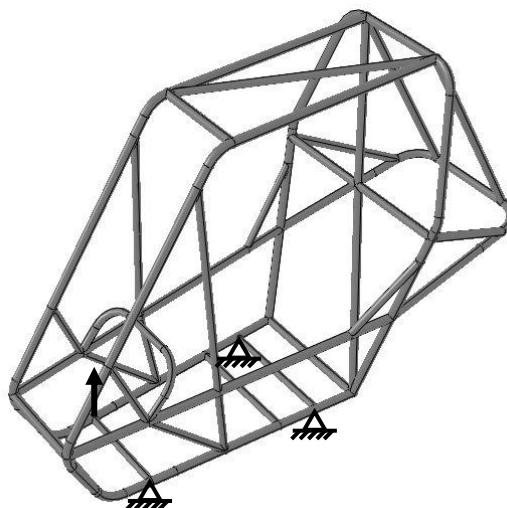


Figura 21. Condição de contorno, caso B

A figura 22 mostra a deformação equivalente na estrutura, sobreposta à imagem da estrutura em condição de repouso. Nesta imagem é possível observar que a barra mais próxima ao ponto de aplicação da carga foi aquela que sofreu maior deformação e, portanto, deve ser considerada como um local de interesse na estrutura, no que diz respeito à análise de vida à fadiga.

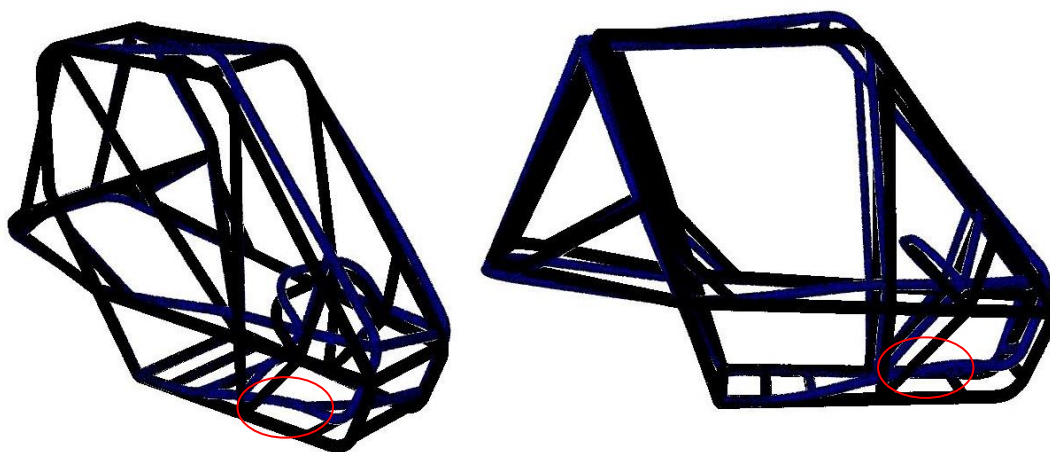


Figura 22. Deformação equivalente resultante da simulação do caso B

4.2.1 Caso C

A condição de contorno mostrada na Fig. 23 representa a ação de um carregamento no ponto de fixação da suspensão traseira esquerda. Os demais pontos de fixação da estrutura são engastados para que se possa observar o efeito isolado deste carregamento sobre a estrutura.

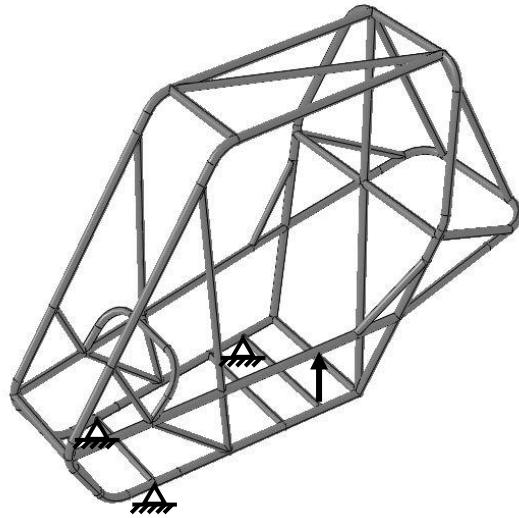


Figura 23. Condições de contorno do caso C

A figura 24 mostra a deformação equivalente na estrutura, sobreposta à imagem da estrutura em condição de repouso. Nesta imagem é possível observar que a barra mais próxima ao ponto de aplicação da carga foi aquela que sofreu maior deformação e, portanto, deve ser considerada como um local de interesse na estrutura, no que diz respeito à análise de vida à fadiga.

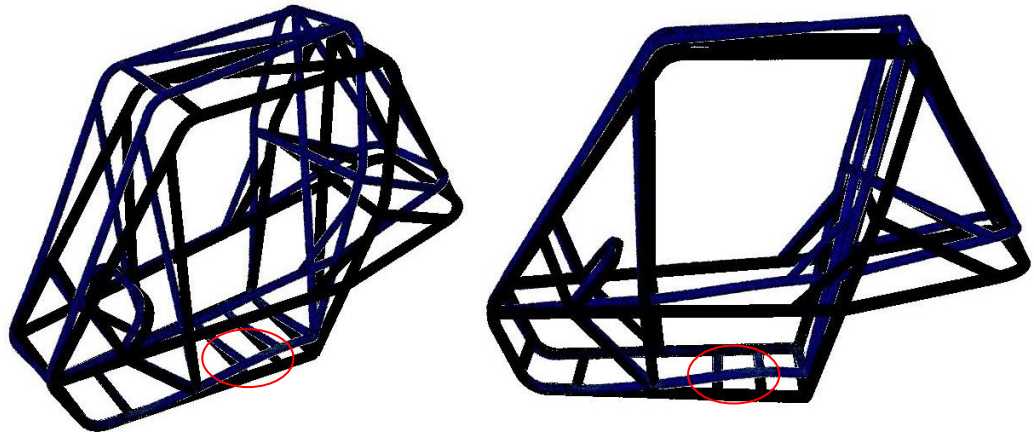


Figura 24. Deformação equivalente resultante da simulação do caso C

4.2.1 Caso D

A condição de contorno mostrada na Fig. 25 representa a ação de um carregamento no ponto de fixação da suspensão traseira direita. Os demais pontos de fixação da estrutura são engastados para que se possa observar o efeito isolado deste carregamento sobre a estrutura.

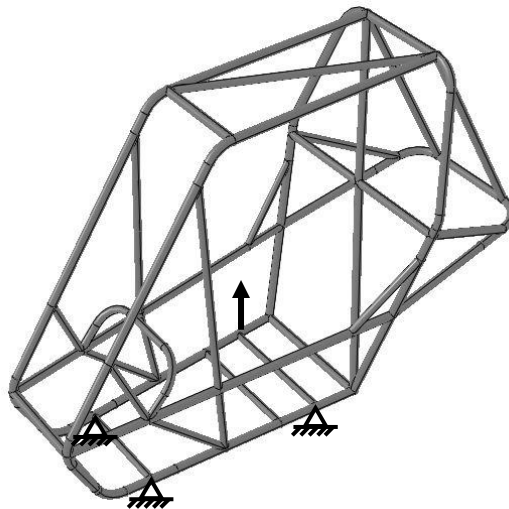


Figura 25. Condições de contorno do caso D

A figura 26 mostra a deformação equivalente na estrutura, sobreposta à imagem da estrutura em condição de repouso. Nesta imagem é possível observar que a barra mais próxima ao ponto de aplicação da carga foi aquela que sofreu maior deformação e, portanto, deve ser considerada como um local de interesse na estrutura, no que diz respeito à análise de vida à fadiga.

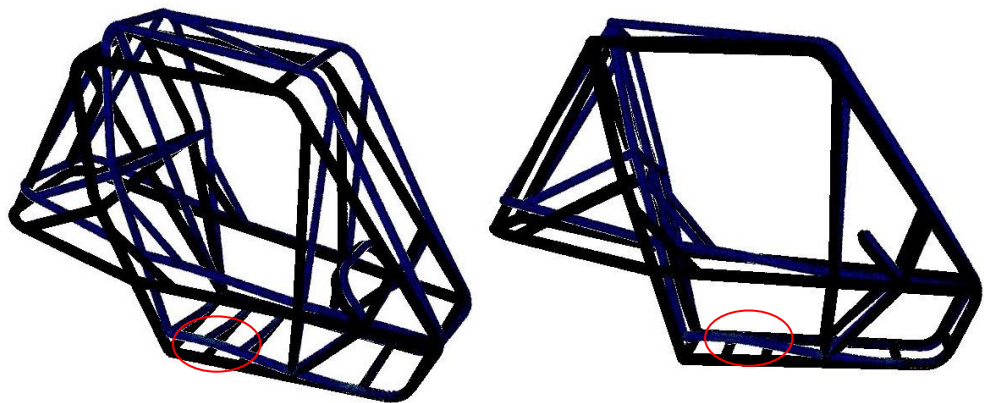


Figura 26. Deformação equivalente resultante da simulação do caso D

Em uma análise qualitativa dos resultados das simulações, foi possível localizar as zonas que sofreram as maiores deformações em decorrência das cargas aplicadas no chassi, na região de montagem da suspensão. Devido a simetria dos casos A e B, as regiões de maior deformação também são simétricas. Fato similar ocorre com os casos C e D, também simétricos. Assim, espera-se que a instrumentação de apenas dois desses quatro pontos seja suficiente para a obtenção dos dados necessários para a realização da análise proposta.

5. METODOLOGIA DE ANÁLISE DA VIDA À FADIGA

As teorias revisadas neste trabalho fornecem o ferramental necessário para a determinação da vida a fadiga de um componente a partir de um histórico de tensão ou deformação. No capítulo anterior um modelo da estrutura em CAD foi usado para a determinação de possíveis pontos críticos na estrutura através de uma análise pelo Método dos Elementos Finitos. A análise qualitativa dos pontos de maior deformação observados auxiliará na decisão dos pontos de fixação dos acelerômetros a serem usados para a obtenção do histórico de deformações sofridas pela estrutura durante o funcionamento do veículo.

Devido à natureza dinâmica das forças transmitidas pela suspensão à estrutura, espera-se um histórico de deformação irregular. Em condições normais de uso, a estrutura está sujeita a uma série de deformações com diferentes amplitudes e deformações médias, o que inviabiliza a aplicação direta de um modelo de vida à fadiga. Assim, é necessário realizar a contagem dos ciclos de tensão ou deformação do histórico obtido. Para tal, o método *rainflow* para contagem de ciclos em históricos irregulares, apresentado na seção 2.4.2, é utilizado.

A contagem de ciclos consiste na identificação de cada ciclo de carregamento aplicado, sua respectiva amplitude de tensão ou deformação e tensão ou deformação média. A aplicação deste método será feita através de uma rotina matemática implementada em Pascal, que tem como saída as três primeiras colunas da tabela mostrada abaixo, e apresenta todos os ciclos identificados e o número de incidência de cada um desses ciclos.

Tabela 2. Exemplo de tabela de saída do programa de contagem de ciclos implementado.

Amplitude de deformação (ϵ_a)	Deformação média (ϵ_m)	Número de ciclos (n)	Vida à fadiga (N_f)
ϵ_{a1}	ϵ_{m1}	n_1	N_{f1}
...

Com os resultados do método *Rainflow* é possível a aplicação do modelo de vida a fadiga mais adequado, dentre aqueles apresentados no capítulo 2 deste trabalho. No caso da análise de um histórico de tensão, o modelo de Basquim poderá ser utilizado juntamente com uma das equações apresentadas para o cálculo dos efeitos da tensão média. No caso de um histórico de deformação, o modelo de Coffin-Manson pode ser utilizado. A quarta coluna da tabela pode então ser preenchida com os resultados dos modelos de vida à fadiga, cujos resultados são dados em números de ciclos necessários para a falha da estrutura à aquela determinada amplitude de tensão ou deformação.

Com a informação do número de ciclos n aplicados e a vida à fadiga N_f , o dano acumulado na estrutura, em decorrência dos carregamentos aplicados, pode ser quantificado pela regra de acúmulo de dano de Palmgren-Miner, apresentada na seção 2.4.1. O dano acumulado fornece uma medida de quanto a estrutura sofreu com os efeitos dos carregamentos aplicados, e pode ser utilizado para determinar a vida à fadiga de uma estrutura a partir de um histórico de tensões ou deformações obtidas experimentalmente.

O histórico de deformações a ser obtido na realização deste trabalho será medido durante um curto tempo de operação do veículo, conseqüentemente será calculado neste trabalho o dano acumulado durante o tempo em que ocorreram as medições. Considerando que o trajeto realizado durante as medições seja representativo do uso médio do veículo durante uma competição, é possível estimar o dano acumulado na estrutura em decorrência de seu uso em uma competição como a promovida pela SAE BRASIL.

Essa estimativa do dano acumulado pela estrutura devido ao seu uso em uma competição dará subsídios a equipe para determinar o tempo de uso para esta estrutura, a fim de que a integridade da estrutura seja garantida assim como a segurança do condutor e de outras pessoas envolvidas. Os resultados obtidos fornecerão, ainda, informações que podem ser usadas no desenvolvimento de novos chassis para competições futuras.

O fluxograma abaixo (Fig. 27) mostra as etapas da metodologia descrita, usada para a análise da vida à fadiga de um componente sujeito a carregamentos

variáveis. Todos os cálculos necessários para a aplicação desta metodologia estão implementados em um código computacional, em linguagem de programação Pascal, e os gráficos gerados em *software* livre Gnuplot.

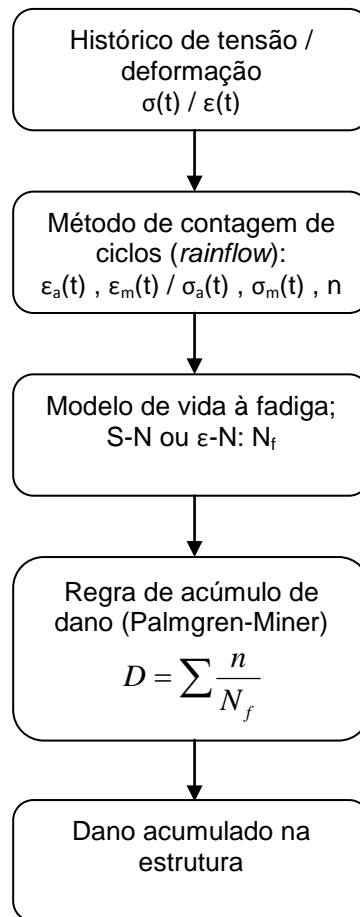


Figura 27. Fluxograma demonstrando as etapas da metodologia utilizada

5.1 DEMONSTRAÇÃO DA ROBUSTEZ DO MÉTODO

Para testar a robustez do método utilizado e demonstrar a possibilidade de seu uso em diferentes situações, três casos serão aqui demonstrados. Para tal, são utilizados três históricos de tensão encontrados em literatura (Dowling, 2007) sendo um histórico obtido de uma transmissão de um veículo (Fig. 28), outro de um suporte (Fig. 29) e um terceiro de uma suspensão (Fig. 30).

Um programa computacional foi utilizado para o processamento dos dados e para a realização dos cálculos necessários. A rotina utilizada realiza todas as etapas da metodologia descrita neste capítulo, sendo que esta realiza, inicialmente, um processamento dos dados, identificando picos e vales no histórico de tensões analisado.

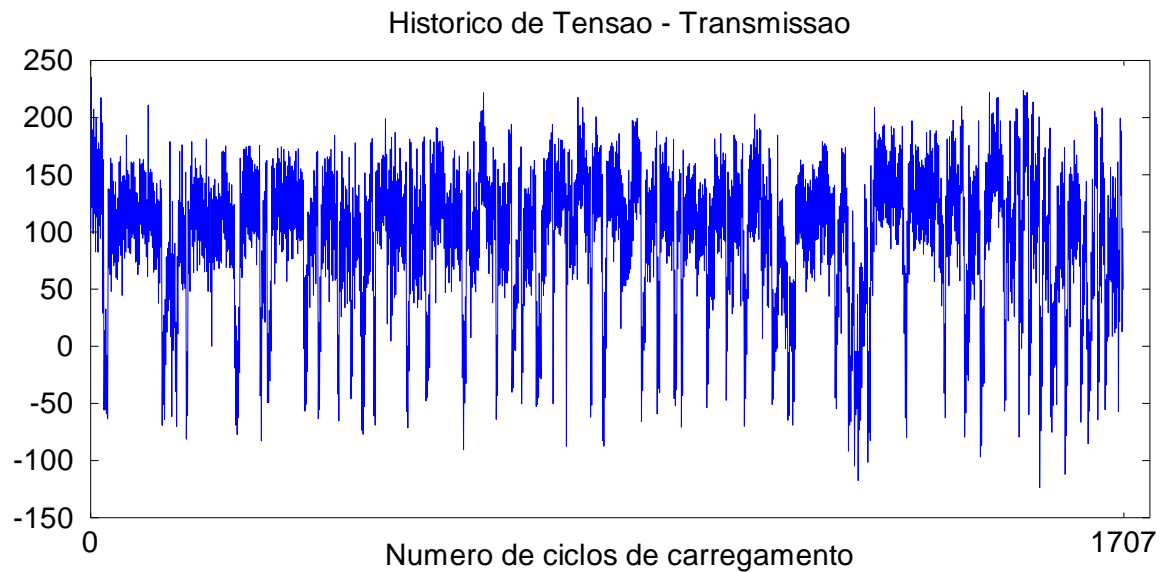


Figura 28. Histórico de tensão de uma transmissão

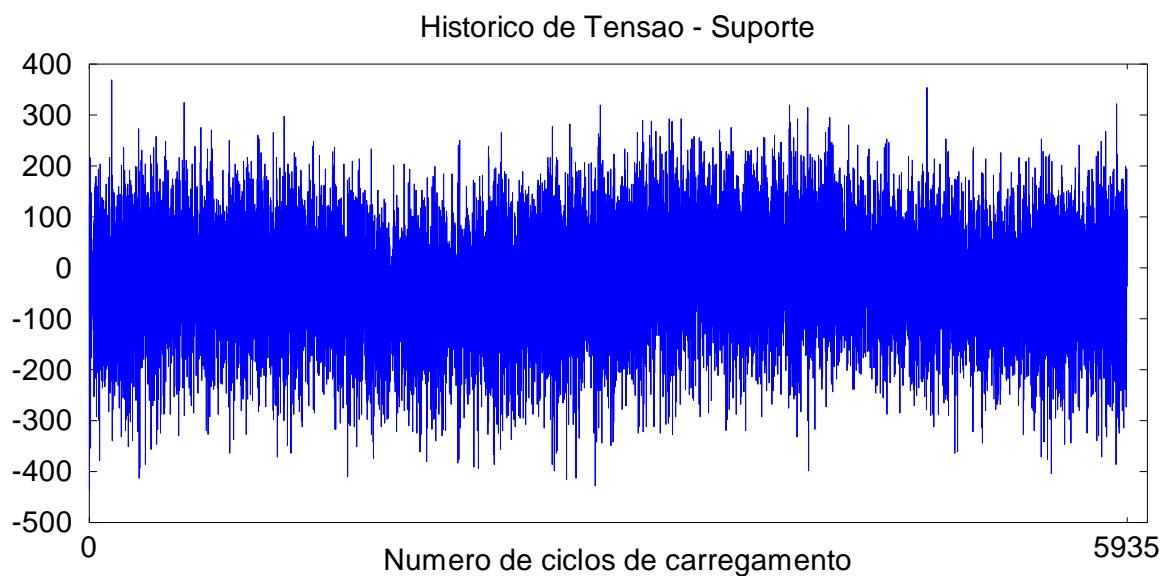


Figura 29. Histórico de tensão de um suporte

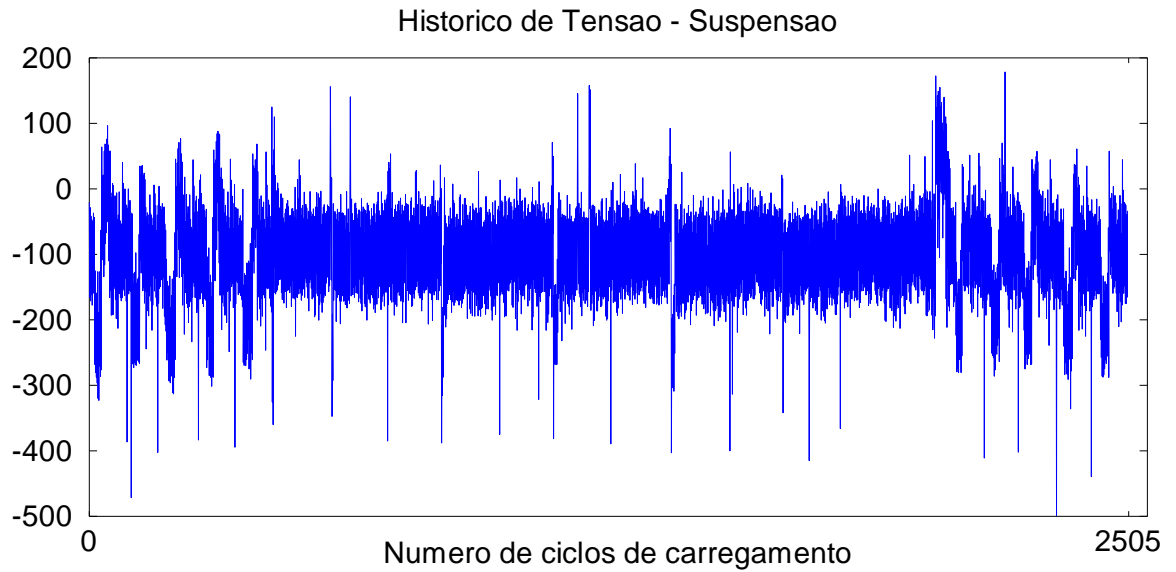


Figura 30. Histórico de tensão de uma suspensão

Como resultado desta análise, o dano acumulado no componente analisado devido aos carregamentos variáveis aplicados é obtido. Para visualizar a evolução do dano no material foram gerados os gráficos mostrados nas figuras de 31 a 33. Os gráficos apresentam quatro curvas, sendo uma obtida do cálculo da vida à fadiga sem considerar os efeitos da tensão média e outras três obtidas do cálculo da vida à fadiga aplicando os critérios de Gerber (Eq. 9), Goodman (Eq. 10) e Soderberg (Eq. 11).

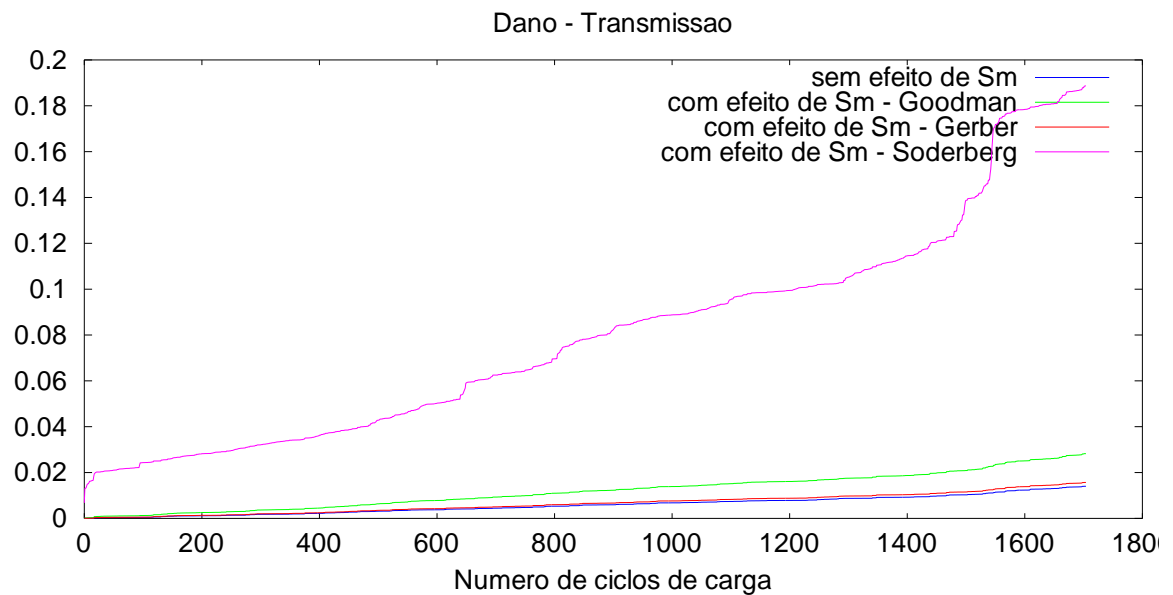


Figura 31. Dano acumulado na transmissão

A figura 31 mostra a evolução do dano na transmissão, sendo que após a aplicação de 1707 ciclos de carga foi registrado um dano acumulado próximo a 0.02 segundo os critérios de Gerber e Goodman, bem como no cálculo da vida sem levar em conta os efeitos da tensão média. Segundo o critério de Soderberg, o mais conservativo, o dano acumulado se aproxima de 0.2, o que significa que o componente já atingiu cerca de um quinto de sua vida útil sob essas condições.

A forma do histórico de tensões obtido da transmissão (Fig. 30) explica a grande diferença observada entre a curva obtida pelo critério de Soderberg e as demais. O histórico em questão é composto, em sua maior parte, por tensões médias altas, muitas vezes próximas do limite de escoamento do material. Além disso as tensões médias são, em sua maioria, de tração, o que penaliza o material.

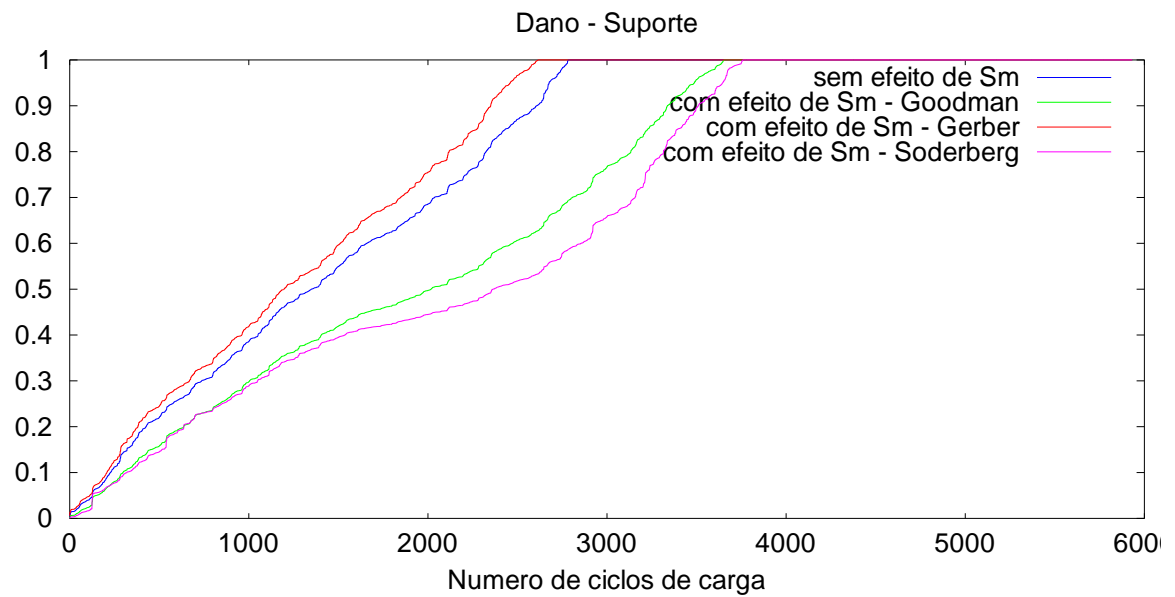


Figura 32. Dano acumulado no suporte

A figura 32 mostra a evolução do dano no suporte. Observa-se que neste caso ocorre a falha do componente. Esta falha ocorre após cerca de 2600 ciclos de carregamento, segundo o critério de Gerber, e 3800 ciclos segundo o critério de Soderberg. As curvas estão próximas devido ao fato de prevalecerem baixas tensões médias. A predominância de tensões médias de compressão faz com que o método de Soderberg passe a ser menos conservativo, pois neste critério as tensões médias possuem uma influência maior no resultado. Além disso, tensões de compressão reduzem os efeitos de carregamentos cíclicos na vida à fadiga.

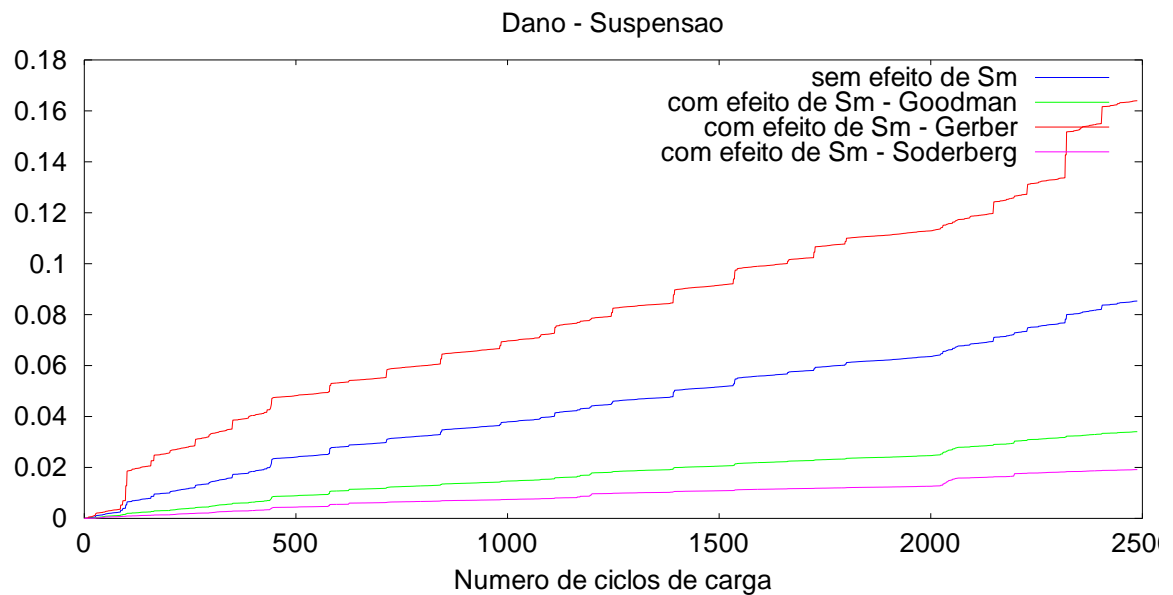


Figura 33. Dano acumulado na suspensão

A evolução do dano na suspensão é mostrada na figura 33. Neste caso observa-se um dano acumulado entre 0.02 e 0.16 após a aplicação de aproximadamente 2500 ciclos de carga. Novamente, a predominância de tensões de compressão faz com que um dano menor seja previsto a partir do critério de Soderberg.

Após a análise de três históricos de características distintas, fica demonstrada a robustez de aplicação da metodologia apresentada. Sendo que o programa foi testado em históricos com diferentes números de carregamentos, e diferentes combinações de tensões médias e amplitudes de tensão. Nota-se ainda que o comportamento das curvas de evolução de dano está de acordo com o esperado em cada situação.

Assim, está demonstrado que tanto com o programa quanto com a metodologia utilizados é possível realizar uma análise de um histórico obtido experimentalmente.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho, procurou-se estabelecer uma metodologia de análise da vida à vida à fadiga de um chassi tipo gaiola de um veículo construído por alunos da Universidade de Brasília para a competição Baja SAE Brasil. Este estudo foi motivado pela observação de que a maioria das falhas de componentes que ocorrem durante as competições Baja apresentarem sinais de fratura por fadiga.

Fez-se uma revisão bibliográfica dos conceitos de fadiga e dos principais modelos utilizados para a determinação da vida à fadiga de componentes. Foram estudadas as causas e mecanismos da fadiga e alguns dos modelos que se baseiam nas abordagens de vida sob tensão e vida sob deformação, além de suas aplicações.

A partir da análise do regulamento da competição foram levantados os requisitos de resistência do chassi e foram determinadas as condições as quais o veículo é submetido durante uma competição. Além disso, foram pesquisadas as propriedades à fadiga do material usado na fabricação do chassi.

Depois de detalhada uma metodologia para a análise de um histórico aleatório de cargas, montou-se um programa em linguagem de programação Pascal que compreende toda a metodologia apresentada neste trabalho. De acordo com o que foi proposto, foi possível mostrar uma relação entre a degradação do material e o número de carregamentos aplicados para um histórico de carregamentos completamente aleatório.

A aplicação da rotina criada em três históricos de carregamento aleatórios de características distintas demonstra a robustez do programa. Os resultados mostram que é possível a sua utilização em um histórico de tensões ou deformações obtido experimentalmente do chassi do veículo durante o seu uso.

O programa tem como saída a evolução do dano no material durante a aplicação dos ciclos de carregamento. Esta é uma medida da degradação do material devido às aplicações de carga e serve para estimar a vida do componente analisado.

Assim, verifica-se que foram apresentados uma metodologia de análise e um programa computacional robustos o suficiente para a análise de um histórico de carregamentos aleatórios obtido experimentalmente, e que possui como saída o dano gerado no material durante o uso do componente. Portanto, é possível determinar o dano na estrutura do chassi tipo gaiola durante a sua utilização, desde que seja adquirido um histórico de carregamentos obtido durante o seu uso.

Não foi possível fazer a análise a partir de medições diretas no chassi estudado devido a não disponibilidade do veículo durante o período de elaboração deste trabalho. Porém, através dos testes realizados comprova-se que a metodologia apresentada é capaz de estimar o dano acumulado e que o processo como um todo funciona corretamente.

6.1 PROPOSTA PARA TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho foi apresentada uma metodologia para a determinação do dano acumulado em uma estrutura a partir de uma amostra de histórico de carregamento. Uma continuação natural deste trabalho seria a medição de um histórico de tensões ou deformações em um veículo tipo BAJA durante o seu funcionamento, preferencialmente no decorrer de uma competição de enduro. A partir deste histórico, poderia então ser aplicada a metodologia aqui mostrada para a determinação do dano acumulado na estrutura.

O resultado esperado para este trabalho é o dano acumulado na estrutura, ou seja, o grau de degradação desta estrutura devido ao seu uso durante uma prova de enduro. Com este dado é possível estimar quantas provas de enduro esse chassi irá suportar até que uma falha por fadiga seja iminente. Esta informação pode então ser confrontada com o limite de participações de um mesmo chassi imposto pelo regulamento da competição, servindo de guia para novos projetos de chassi que possam se adequar de forma mais eficiente aos requisitos da competição.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Callister, W.D. e Rethwisch, D.G., 2012, “Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução”, 8ª Ed., Rio de Janeiro: LTC, pp. 394.
- Dowling, N. E., 2007, “Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture and Fatigue”, 3ª Ed., Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall, pp. 443-450.
- Gere, James M. 2003. Mecânica dos Materiais. São Paulo : Pioneira Thomson Learning, 2003.
- Hertzberg, R.W., 1996, “Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials” 4ª Ed., New Jersey: John Wiley and Sons.
- Lee, Y.L., et al., 2005, “Fatigue Testing and Analysis: Theory and Practice”, Burlington: Elsevier, pp. 156 190-191.
- Malcher, L., 2006, “Um Modelo para Determinação da Resistência à Fadiga Multiaxial para Carregamentos de Flexão e Torção Combinados, Fora de Fase e com Amplitude Constante. Com Base no Critério do Invariante do Tensor”, dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, DF, pp. 5-26.
- RELIASOFT, 2007, “Reliability Prediction for Components in Fatigue”, Reliability Edge, Volume 8, Issue 2. Disponível em: <<http://www.reliasoft.com/newsletter/v8i2/fatigue.htm>>. Acesso em: 06 jun. 2014.
- Rungta, R. et al., “Materials Properties”, In: SAE Fatigue Design Handbook, 3ª Ed., AE-22 SAE.
- SAE BRASIL, 2012, “Regulamento Baja SAE Brasil”, RBSB 7 – emenda 3. Disponível em: <http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas_estudantis/baja2014/Regras.aspx>. Acesso em: 16 abr. 2014.
- Shigley, J.E., Mischke, C.R. e Budynas, R.G., 2005, “Projeto de Engenharia Mecânica”, tradução João Batista de Aguiar e José Manoel de Aguiar, 5ª Ed., Porto Alegre: Bookman, pp. 309-328 934.
- Singh, K.L. e Ranganath, V.R., “Cycle Counting Using Rainflow Algorithm for Fatigue Analysis”, 15th National Conference on Aerospace Structures, Coimbatore, India. Disponível em: <<http://nal-ir.nal.res.in/9082/>>. Acesso em: 14 mai. 2014.
- Suresh, S., 1998, “Fatigue of Materials”, 2ª Ed., Cambridge: Cambridge University Press, pp. 224-227

ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Extensometria	58
Anexo II	Rotina para identificação de picos e vales	64
Anexo III	Rotina de contagem de ciclos	66
Anexo IV	Rotina de cálculo do acúmulo de dano	70

ANEXO I: Extensometria

A medição precisa da deformação, de onde a tensão pode ser determinada, é um dos preditores mais significativos da vida à fadiga. Se um componente possui formato complexo, de tal maneira que o nível de deformação não possa ser facilmente ou precisamente determinado a partir das cargas aplicadas, extensômetros deverão ser posicionados nas áreas críticas do componente. A predição da vida à fadiga é baseada em ambos o número de ciclos que o componente experimentará a um determinado nível de tensão e outros fatores de uso e condições do ambiente de trabalho.

I.1 Princípio de funcionamento de um extensômetro

Um extensômetro é um transdutor resistivo capaz de determinar experimentalmente a deformação sofrida por um material. A resistência (R_e), medida em Ohm (Ω), de um extensômetro é dependente do material e da geometria. A resistividade de um material (ρ) é expressa como resistência por unidade de comprimento (L) vezes a área (A_s) da seção transversal (Lee, 2005).

Em um material com resistividade constante, o aumento de seu comprimento ou redução de sua área de seção transversal acarretará no aumento da sua resistência. Partindo destas observações, a resistência elétrica de um material pode ser definida pela equação

$$R_e = \frac{\rho L}{A_s} \quad (20)$$

Sabe-se, da resistência dos materiais, que ao se alongar um fio ocorrerá uma redução da área de sua seção transversal e que, de maneira análoga, ao se comprimir este mesmo fio ocorrerá um aumento na área da seção transversal. A resistividade do material também será alterada em função da deformação, de modo que a variação da resistência elétrica, devido à deformação aplicada, será:

$$\frac{\Delta R_e}{R_e} \approx \frac{\Delta L}{L} + \frac{\Delta \rho}{\rho} - \frac{\Delta A_s}{A_s} \quad (21)$$

O extensômetro resistivo é conveniente pois a mudança na resistência elétrica é diretamente proporcional à variação do comprimento por unidade de comprimento sofrida pelo transdutor (Lee, 2005). Sendo a deformação ε definida como a razão da variação no comprimento pelo comprimento inicial, a variação da resistividade função do material e a variação da área da seção transversal proporcional ao alongamento do material, tem-se que:

$$\varepsilon \propto \frac{\Delta R}{R} \quad (22)$$

Para calcular a variação da resistência elétrica é utilizada a equação 22, onde GF representa o fator de medida. Segundo Lee, a maioria dos extensômetros tradicionais têm um fator de medida de valor nominal 2, porém existem extensômetros disponíveis comercialmente com valores maiores.

$$\Delta R = GF \varepsilon R \quad (23)$$

Em um extensômetro, como mostrado na figura 34, a grelha composta por um fio de material conhecido tem seu comprimento alterado quando ocorre a deformação do material ao qual o extensômetro está fixado. A grelha é envolta por um material isolante e sua base é uma superfície usada para colar o extensômetro na superfície de medição, de maneira que a deformação sofrida pelo transdutor seja a mesma sofrida pelo material.

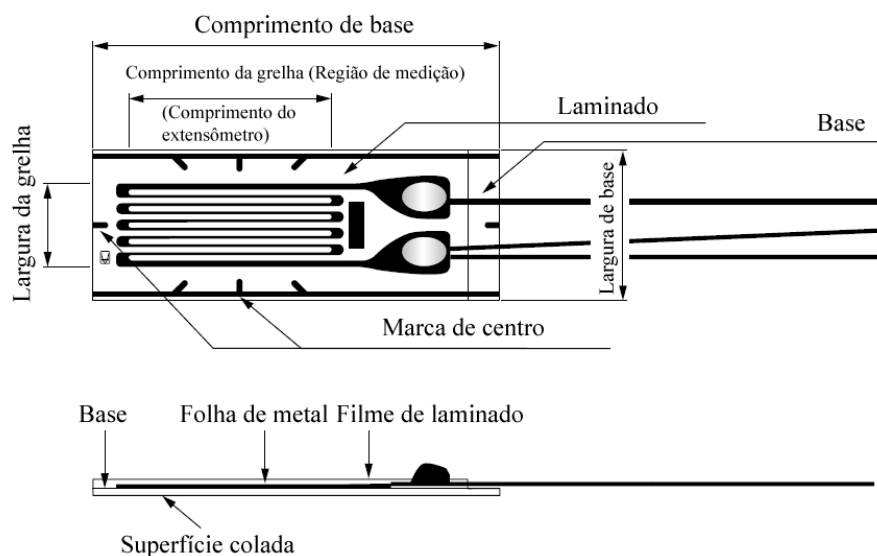


Figura 34. Componentes de um extensômetro (Yan, 2011)

I.2 Medição de sinal

Em um extensômetro, a medida da deformação de um material é obtida através da variação da resistência elétrica de um fio de material conhecido. A variação da resistência em um extensômetro convencional é pequena, o que dificulta a sua medição direta. Por isso uma ponte de Wheatstone, figura 35, é utilizada para fornecer uma saída de tensão que varie em função da mudança na resistência do extensômetro.

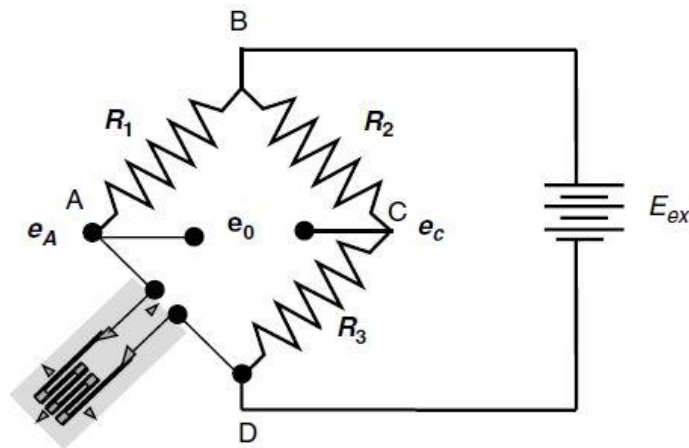


Figura 35. Ponte de Wheatstone

Em uma ponte de Wheatstone, é aplicada uma tensão constante E_{ex} em dois terminais e a tensão de saída e_0 é medida. A variação da resistência do extensômetro resultará na variação da tensão de saída do circuito e é este sinal de variação de tensão que é medido pelo sistema de aquisição. A relação entre as tensões de entrada e saída é dada pela equação:

$$e_0 = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \quad (24)$$

Na montagem do circuito de medição, um ou mais extensômetros são usados como resistências da ponte de Wheatstone. As demais resistências são definidas por uma caixa de resistores capaz de variar as resistências de modo que antes da medição o circuito esteja em equilíbrio, ou seja, a tensão de entrada é igual à tensão de saída.

I.3 Tensões e deformações multiaxiais

Um extensômetro é capaz de realizar medições apenas na direção de seu comprimento. Para a realização de medições em um corpo sujeito a um estado plano de tensões é comum o uso de um arranjo de três extensômetros conhecido como roseta (Fig. 36). Sua aplicação é comum em casos onde é necessário determinar a direção das tensões principais.

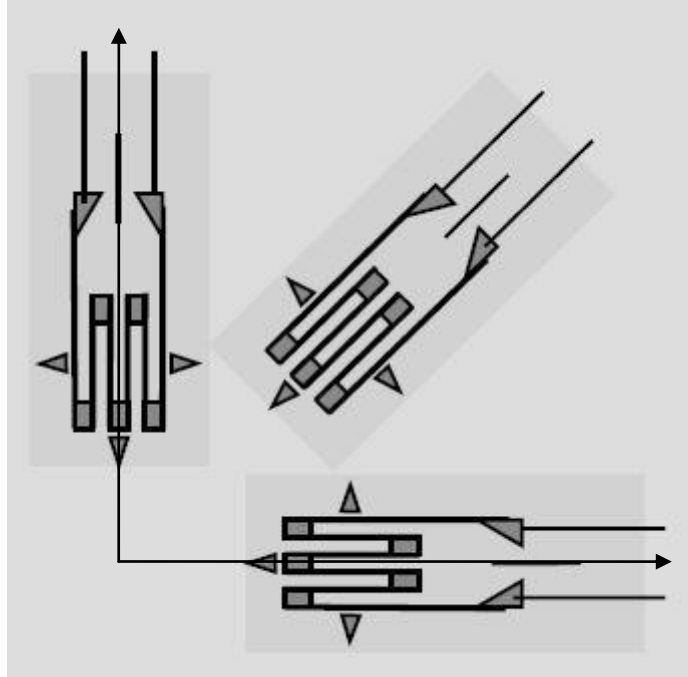


Figura 36. Roseta com ângulo de 90°

O arranjo de roseta mostrado acima fornece todas as informações necessárias para uma análise de deformações utilizando o círculo de Mohr. Neste caso, onde dois extensômetros são posicionados com um ângulo de 90° entre si com um terceiro posicionado à bissetriz, formando um ângulo de 45° com os dois anteriores. Através das relações do círculo de Mohr é possível determinar as deformações principais (Eq. 25) e seus ângulos com relação ao eixo X (Eq. 26).

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{2} \pm \frac{\sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + \gamma_{xy}^2}}{2} \quad (25)$$

$$\tan 2\phi = \frac{\gamma_{xy}}{\varepsilon_x - \varepsilon_y} \quad (26)$$

Sendo ε_x e ε_y as deformações medidas pelos extensômetros localizados sobre os eixos X e Y respectivamente, e ε_{45} a deformação medida através do extensômetro posicionado a 45° do eixo X. A tensão de cisalhamento γ_{xy} é obtida através da relação:

$$\gamma_{xy} = 2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y \quad (27)$$

As deformações principais podem ainda ser descritas em função dos valores obtidos diretamente da roseta através das equações:

$$\varepsilon_1 = \frac{(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{2} + \frac{\sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y)^2}}{2} \quad (28)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{2} - \frac{\sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y)^2}}{2} \quad (29)$$

$$\tan 2\phi = \frac{2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y}{\varepsilon_x - \varepsilon_y} \quad (30)$$

Com as deformações principais definidas, pode-se calcular as tensões por meio da lei de Hooke para tensões triaxiais. As deformações produzidas pelas tensões normais são sobrepostas para obter as tensões resultantes (Gere,2003).

$$\sigma_x = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_x + \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_z)] \quad (31)$$

$$\sigma_y = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_y + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_z)] \quad (32)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} [(1-\nu)\varepsilon_z + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y)] \quad (33)$$

Onde ν é o coeficiente de Poisson. No caso do estado plano de tensão $\sigma_z = 0$ nas equações de Hooke. Por fim, é possível determinar as tensões principais utilizando as equações 34 e 35.

$$\sigma_1 = \frac{E}{(1+\nu^2)} (\varepsilon_1 + \nu\varepsilon_2) \quad (34)$$

$$\sigma_2 = \frac{E}{(1+\nu^2)} (\varepsilon_2 + \nu\varepsilon_1) \quad (35)$$

As tensões principais para a roseta de 90° com três extensômetros também podem ser obtidas diretamente das deformações medidas, como mostrado nas equações 36 e 37.

$$\varepsilon_1 = \frac{E}{2} \left[\frac{(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{(1-\nu)} + \frac{1}{(1+\nu)} + \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y)^2} \right] \quad (36)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{E}{2} \left[\frac{(\varepsilon_x + \varepsilon_y)}{(1-\nu)} - \frac{1}{(1+\nu)} + \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (2\varepsilon_{45} - \varepsilon_x - \varepsilon_y)^2} \right] \quad (37)$$

ANEXO II: Rotina para identificação de picos e vales

```

{ Universidade de Brasília - Faculdade Gama }
{ Trabalho de Conclusão de Curso - Engenharia Automotiva }
{ Autor: Rafael dos Santos Sobral }
{ Orientador: Lucival Malcher }
{ Rotina para identificação de picos e vales }

program rainflow;
uses wincrt;
const max=7900;
var W: array[1..max] of real;
    i,n{,pico,vale,dd,pv,vp}: integer;
    arq,arq2,arq3:text;

Begin
    assign(arq,'in.dat');
    assign(arq2,'out.dat');
    assign(arq3,'rainflow.dat');
    reset(arq);i:=1;{pico:=0;vale:=0;vp:=10;pv:=10;dd:=1;}
    repeat
        readln(arq,w[i]);
        writeln(i,' ',w[i]:5:1); {Lendo arquivo de Dados}
        i:=i+1;
        n:=i-3;
    until (w[i-1]=9999) and (w[i-2]=9999);
    close(arq);
    writeln(n);
    rewrite(arq2);
    rewrite(arq3);
    writeln(arq2,w[1]:5:1);
    writeln(arq3,w[1]:5:1);
    for i:=1 to (n-2) do
        begin
            if (w[i+1]>w[i])and(w[i+1]>w[i+2]) then {Testando pico}
                begin
                    writeln(arq2,w[i+1]:5:1); { *n+1 }
                    writeln(arq3,w[i+1]:5:1); { * * }
                    {pico:=pico+1;
                    if dd=1 then begin vp:=0;dd:=2;end;
                    pv:=0;}
                    { n* *n+2 }
                end;
            if (w[i+1]<w[i])and(w[i+1]<w[i+2]) then {Testando vale}
                begin
                    writeln(arq2,w[i+1]:5:1); { n* *n+2 }
                    writeln(arq3,w[i+1]:5:1); { * * }
                    {vale:=vale+1;
                    if dd=1 then begin vp:=1;dd:=2;end;
                    pv:=1;}
                    { *n+1 }
                end;
        end;
    writeln(arq2,w[n]:5:1);
    writeln(arq3,w[n]:5:1);
    writeln(arq3,9999);write(arq3,9999);
    close(arq2);

```

```
close(arq3);
{if pv=0 then vale:=vale+1;
if vp=0 then vale:=vale+1;
if pv=1 then pico:=pico+1;
if vp=1 then pico:=pico+1;
writeln(' ANALISE DE PICOS E VALES');
writeln(' Arquivo com ',n,' pontos');
writeln('  Número de picos = ',pico);
writeln('  Número de vales = ',vale);
writeln('          FIM');writeln;}

writeln(' Iniciando contagem RAINFLOW');
end.
```

ANEXO III: Rotina de contagem de ciclos

```

{ Universidade de Brasília - Faculdade Gama }
{ Trabalho de Conclusão de Curso - Engenharia Automotiva }
{ Autor: Rafael dos Santos Sobral }
{ Orientador: Lucival Malcher }
{ Rotina de contagem de ciclos }

program rainflow;
uses wincrt;
const max=7900;
var W: array[1..max] of real;
    v: array[1..max] of real;
    p: array[1..max] of real;
    sa:array[1..max] of real;
    sm:array[1..max] of real;
    contagem,ponteiro:array[1..max] of integer;
    i,j,n,inicio,controle: integer;
    arq,arq2,arq3:text;

Begin
    assign(arq,'in.dat');
    assign(arq2,'out.dat');
    assign(arq3,'sam.dat');
    reset(arq);i:=1;
    repeat
        readln(arq,w[i]);
        {writeln(i,' ',w[i]:5:1);}
        i:=i+1;
        n:=i-3;
    until (w[i-1]=9999) and (w[i-2]=9999);
    close(arq);

    i:=1;
    repeat
    if w[1]>w[2] then
        begin
            p[i]:=w[i]; {write(p[i]:5:1);}
            if(i<n) then begin v[i+1]:=w[i+1]; {writeln(v[i+1]:5:1);} end;
        end;
    if w[1]<w[2] then
        begin
            v[i]:=w[i]; {write(v[i]:5:1);}
            if (i<n) then begin p[i+1]:=w[i+1]; {writeln(p[i+1]:5:1);} end;
        end;
    i:=i+2;
    until (i>n);

    if w[1]<w[2] then
        begin
            inicio:=1;
            i:=inicio+1;
            controle:=1;
            repeat

```

```

if (controle=1) and (i<=n) then
begin
i:=inicio+1;
repeat
if (p[i]>p[i+2]) or (p[i+2]=9999) then
begin
sa[inicio]:=abs(p[i]-v[inicio])/2;
sm[inicio]:=((p[i]+v[inicio])/2);
{writeln(inicio,' ',sa[inicio]:5:1,' ',sm[inicio]:5:1,'
',p[i]:5:1,' ',v[inicio]:5:1);}
inicio:=i;
controle:=2;
end;

if p[i]<=p[i+2] then
begin
sa[i]:=abs(p[i]-v[i+1])/2;
sa[i+1]:=sa[i];
sm[i]:=((p[i]+v[i+1])/2);
sm[i+1]:=sm[i];
{writeln(i,' ',sa[i]:5:1,' ',sm[i]:5:1,' ',p[i]:5:1,'
',v[i+1]:5:1);}
{writeln(i+1,' ',sa[i+1]:5:1,' ',sm[i+1]:5:1,' ',p[i]:5:1,'
',v[i+1]:5:1);}
i:=i+2;
end;

until ((controle=2) or (i>n))
end;

if (controle=2) and (i<=n) then
begin
i:=inicio+1;
repeat

if (v[i]<v[i+2]) or (v[i+2]=9999) then
begin
sa[inicio]:=abs(p[inicio]-v[i])/2;
sm[inicio]:=((p[inicio]+v[i])/2);
{writeln(inicio,' ',sa[inicio]:5:1,' ',sm[inicio]:5:1,'
',p[inicio]:5:1,' ',v[i]:5:1);}
inicio:=i;
controle:=1;
end;

if v[i]>=v[i+2]then
begin
sa[i]:=abs(p[i+1]-v[i])/2;
sa[i+1]:=sa[i];
sm[i]:=((p[i+1]+v[i])/2);
sm[i+1]:=sm[i];
{writeln(i,' ',sa[i]:5:1,sm[i]:5:1,' ',p[i+1]:5:1,'
',v[i]:5:1);}
{writeln(i+1,' ',sa[i+1]:5:1,sm[i+1]:5:1,' ',p[i+1]:5:1,'
',v[i]:5:1);}
i:=i+2;
end;

until ((controle=1) or (i>n))
end;
until (i>n)

```

```

end;

{*****}

if w[1]>w[2] then
begin
  inicio:=1;
  i:=inicio+1;
  controle:=1;
  repeat
  if (controle=1) and (i<=n) then
  begin
    i:=inicio+1;
    repeat
    if (v[i]<v[i+2]) or (v[i+2]=9999) then
    begin
      sa[inicio]:=abs(p[inicio]-v[i])/2;
      sm[inicio]:=((p[inicio]+v[i])/2);
      {writeln(inicio, ' ',sa[inicio]:5:1,' ',sm[inicio]:5:1,'
',p[inicio]:5:1,' ',v[i]:5:1);}
      inicio:=i;
      controle:=2;
    end;

    if v[i]>=v[i+2] then
    begin
      sa[i]:=abs(p[i+1]-v[i])/2;
      sa[i+1]:=sa[i];
      sm[i]:=((p[i+1]+v[i])/2);
      sm[i+1]:=sm[i];
      {writeln(i, ' ',sa[i]:5:1,' ',sm[i]:5:1,' ',p[i+1]:5:1,'
',v[i]:5:1);}
      {writeln(i+1, ' ',sa[i+1]:5:1,' ',sm[i+1]:5:1,'
',p[i+1]:5:1,' ',v[i]:5:1);}
      i:=i+2;
    end;

    until ((controle=2) or (i>n))
    end;

  if (controle=2) and (i<=n) then
  begin
    i:=inicio+1;
    repeat

    if (p[i]>p[i+2]) or (p[i+2]=9999) then
    begin
      sa[inicio]:=abs(p[i]-v[inicio])/2;
      sm[inicio]:=((p[i]+v[inicio])/2);
      {writeln(inicio, ' ',sa[inicio]:5:1,' ',sm[inicio]:5:1,'
',p[i]:5:1,' ',v[inicio]:5:1);}
      inicio:=i;
      controle:=1;
    end;

    if p[i]<=p[i+2]then
    begin
      sa[i]:=abs(p[i]-v[i+1])/2;
      sa[i+1]:=sa[i];
      sm[i]:=((p[i]+v[i+1])/2);
      sm[i+1]:=sm[i];

```

```

        {writeln(i, ' ', sa[i]:5:1, sm[i]:5:1, ' ', p[i]:5:1, '
', v[i+1]:5:1);}
        {writeln(i+1, ' ', sa[i+1]:5:1, sm[i+1]:5:1, ' ', p[i]:5:1, '
', v[i+1]:5:1);}
        i:=i+2;
    end;

    until ((controle=1) or (i>n))
    end;
until (i>n)
end;

rewrite(arq2);
writeln(arq2, 'ID      Sa      Sm');
rewrite(arq3);
writeln(arq3, n-2);
for i:=1 to n-2 do
    begin
        writeln(arq2, i, ' ', sa[i]:10:8, ' ', sm[i]:10:8);
        writeln(arq3, sa[i]:10:8, ' ', sm[i]:10:8);
        contagem[i]:=0;
        ponteiro[i]:=0;
    end;

for i:=1 to n-1 do
begin
    if ponteiro[i]=0 then
    begin
        for j:=1 to n do
        begin
            if ((sa[i]=sa[j]) and (sm[i]=sm[j]) and (ponteiro[j]=0)) then
            begin
                contagem[i]:=contagem[i]+1;
                ponteiro[j]:=1;
            end;
        end;
        writeln(arq2, sa[i]:10:8, ' ', sm[i]:10:8, ' ', contagem[i]);
    end;
end;

close(arq2);
close(arq3);

writeln(' Número de Pontos = ', n);
writeln(' FIM');
end.

```

ANEXO IV: Rotina para o cálculo do acúmulo de dano

```

{ Universidade de Brasília - Faculdade Gama }
{ Trabalho de Conclusão de Curso - Engenharia Automotiva }
{ Autor: Rafael dos Santos Sobral }
{ Orientador: Lucival Malcher }
{ Rotina para o cálculo do acúmulo de dano }

program sn;
uses wincrt;
const max=7900;

var W: array[1..3,1..max] of real;
    i,j,n{,pico,vale,dd,pv,vp}: integer;
    c,b,su,sy:real;
    arq,arq2,arq3:text;

Begin
    assign(arq,'sam.dat');
    assign(arq2,'material.dat');
    assign(arq3,'dano.dat');
    reset(arq);
    reset(arq2);
    //reset(arq3);
    readln(arq,n);
    readln(arq2,su,sy);
    readln(arq2,c);
    readln(arq2,b);
    rewrite(arq3);
    w[3,1]:=0;w[3,2]:=0;w[3,3]:=0;w[3,4]:=0;
    {c:=exp(ln(10)*12);b:=4;}
    for i:=1 to n do
        begin
            readln(arq,w[1,i],w[2,i]);
            if w[3,1]<=1 then w[3,1]:=w[3,1]+(0.5/(c/exp(ln(w[1,i])*b)));
                                {sem considerar tensão média}
            if w[3,2]<=1 then w[3,2]:=w[3,2]+(0.5/(c/exp(ln(w[1,i]/(1-
(w[2,i]/su))*b)))); {considerar tensão média - Goodman}
            if w[3,3]<=1 then w[3,3]:=w[3,3]+(0.5/(c/exp(ln(w[1,i]/(1-
sqr(w[2,i]/su))*b)))); {considerar tensão média - Gerber}
            if w[3,4]<=1 then w[3,4]:=w[3,4]+(0.5/(c/exp(ln(w[1,i]/(1-
(w[2,i]/sy))*b)))); {considerar tensão média - Soderberg}
            for j:=1 to 4 do
                begin
                    if w[3,j]>1 then w[3,j]:=1;
                end;
            writeln(arq3,i:5,w[1,i]:6:1,' ',w[2,i]:6:1,' ',w[3,1]:10:6,'
',w[3,2]:10:6,' ',w[3,3]:10:6,' ',w[3,4]:10:6);
            writeln(i:10,w[1,i]:6:1,' ',w[2,i]:6:1,' ',w[3,1]:10:6,'
',w[3,2]:10:6,' ',w[3,3]:10:6,' ',w[3,4]:10:6);
        end;
    close(arq);
    close(arq2);
    close(arq3);
end.

```